



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ZDVIHOVÝ MECHANISMUS MOSTOVÉHO JEŘÁBU**

STROKE MECHANISM OF BRIDGE CRANE

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

BACHELOR'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Miroslav Ujčík

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

**BRNO 2019**



## Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Miroslav Ujčík**  
Studijní program: Strojírenství  
Studijní obor: Stavba strojů a zařízení  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

### **Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 12000 kg / M4**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Návrh zdvihového mechanismu jeřábové kočky pro dílenský jeřáb s pravidelným používáním s těmito technickými parametry:

- nosnost ... 12000 kg,
- počet navíjených konců lana na buben ... 2,
- klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M4,
- zdvihová rychlost ... 0,17 m/s.

#### **Cíle bakalářské práce:**

Kritická rešerše obdobných existujících řešení.

Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.

Výpočet hlavních rozměrů zdvihu.

Celková sestava zdvihového mechanismu.

Svařovací podsestava.

#### **Seznam doporučené literatury:**

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melíchar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

KULKA, Jozef, Martin MANTIČ a Michal PUŠKÁR. Žeriavy mostového typu. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.

SHIGLEY, Joseph E., Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. Konstruování strojních součástí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.

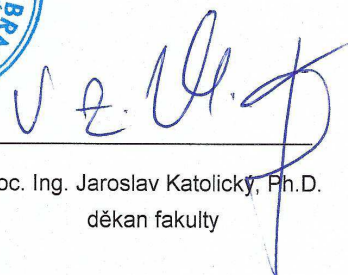
GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Brno: Vysoké učení technické, 1988.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19.

V Brně, dne 26. 10. 2018



prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato práce se zabývá návrhem zdvihového mechanismu mostového jeřábu s nosností 12 000 kg, který bude sloužit jako dílenský jeřáb s pravidelným využíváním. První část této práce je věnována kritické rešerši obdobných existujících řešení, na základě které je vybrána vhodná koncepce uspořádání. Druhá část práce se zabývá samotnému výpočtu hlavních rozměrů zdvihu, na základě kterých jsou zvoleny jednotlivé komponenty. Jedná se o nosné prvky lanového systému, kam patří kladky, lano a lanový buben. U lanového bubnu je proveden pevnostní výpočet. Ve třetí části jsou návrhy a výpočty částí zdvihového mechanismu tj. elektromotor, spojka, brzda a převodovka. Finální část se zabývá výpočtem a kontrolou bubnového čepu, ložiska a kontrolním výpočtem pera. Součástí práce je také výkresová dokumentace, která obsahuje výkres celkové sestavy zdvihového mechanismu a svařovací podsestavy.

## KLÍČOVÁ SLOVA

mostový jeřáb, jeřábová kočka, lanový buben, kladkostroj, lano, elektromotor, spojka, brzda, převodovka

## ABSTRACT

This thesis deals with the design of a stroke mechanism of the bridge crane with capacity of load 12 000 kg, which will have served as a plant crane with regular use. The first part of this thesis is devoted to the critical research of similar existing solutions, on the bases of which a suitable order of the arrangement is chosen. The other part of the thesis is devoted to the calculation of the main dimensions of the stroke, on the basis of which the individual components are selected, this are hoist elements of the rope system, such as roller, rope and rope drum, in which the fatigue calculation is performed. Another part of the thesis tackles design and parts calculation of the lifting mechanism, such as electric motor, clutch, brake and gearbox. The final part of the thesis is devoted to the calculation and control of the drum flail, bearing and tension calculation of the parallel key. Constituent part of this thesis is also drawings' documentation, which enclosed drawing of the lifting mechanism assembly and the welding subassembly as well.

## KEYWORDS

bridge crane, crane stroke, rope drum, hoist, rope, electric motor, clutch, brake, gearbox

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

UJČÍK, Miroslav. *Zdvihový mechanismus mostového jeřábu 12000 kg / M4* [Online]. Brno, 2019 [cit. 2019-03-18]. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116102>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Miroslav Škopán.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Miroslav Ujčík

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych poděkoval panu doc. Ing. Miroslavu Škopánovi, CSc. za cenné rady, věcné připomínky a vstřícnost při konzultacích a vypracování diplomové práce.



## OBSAH

Úvod.....	13
1 Kritická rešerše obdobných existujících řešení .....	14
1.1 Abus .....	14
1.2 Giga.....	14
1.3 Demag .....	15
1.4 Stahl .....	16
2 Zdůvodněný návrh vlastní koncepce řešení.....	17
3 Výpočet hlavních rozměrů zdvihu .....	18
3.1 Zadané parametry .....	18
3.2 Určení mechanismu jeřábu.....	18
3.3 Výpočet kladkostroje .....	18
3.3.1 Převod kladkostroje .....	18
3.3.2 Účinnost kladkostroje .....	19
3.3.3 Schéma kladkostroje .....	19
3.4 Výpočet lana.....	20
3.4.1 Dynamický součinitel .....	20
3.4.2 Nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí.....	20
3.4.3 Zatížení lana .....	21
3.4.4 Předběžná volba lana .....	22
3.4.5 Dovolené zatížení lana.....	22
3.4.6 Prokázání statické únosnosti .....	22
3.5 Prokázání únavové pevnosti lana .....	23
3.5.1 Dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace.....	23
3.5.2 Nerovnoběžné nosné průřezy ve vinutí .....	23
3.5.3 Návrhová síla v laně .....	24
3.5.4 Celkový počet ohybů .....	25
3.5.5 Součinitel spektra síly v laně.....	25
3.5.6 Relativní celkový počet ohybů .....	25
3.5.7 Parametr historie síly v laně .....	26
3.5.8 Poměr průměru bubnu a lana .....	26
3.5.9 Tahová pevnost drátu.....	26
3.5.10 Úhel náběhu.....	26
3.5.11 Mazání lana .....	27
3.5.12 Doplnkové požadavky pro vícevrstvé bubny .....	27
3.5.13 Drážka .....	27

3.5.14	Typy lana.....	28
3.5.15	Součinitel dalších vlivů.....	29
3.5.16	Návrhová síla únosnosti.....	29
3.5.17	Prokázání únavové pevnosti.....	29
3.6	Výpočet kladek.....	30
3.6.1	Průměr vodící kladky.....	30
3.6.2	Průměr vyrovnávací kladky .....	30
3.6.3	Volba kladek .....	31
3.7	Výpočet lanového bubnu .....	31
3.7.1	Průměr bubnu .....	31
3.7.2	Povrch bubnu.....	32
3.7.3	Délka navíjeného lana.....	32
3.7.4	Počet závitů lana na bubnu.....	33
3.7.5	Délka závitové části bubnu .....	33
3.7.6	Délka krajních hladkých částí bubnu.....	33
3.7.7	Délka střední hladké části bubnu.....	33
3.7.8	Délka bubnu .....	34
3.7.9	Tloušťka stěny bubnu .....	34
4	Pevnostní výpočet lanového bubnu.....	35
4.1	Volba polotovaru bubnu.....	35
4.1.1	Průměr bubnu pod lanem .....	35
4.1.2	Volba tloušťky stěny bubnu, která je dle katalogu dostupná .....	35
4.1.3	Skutečná tloušťka stěny bubnu pod lanem.....	36
4.1.4	Přídavek materiálu na obrobení čelních ploch .....	36
4.2	Silová a momentová rovnováha .....	36
4.3	Namáhání ohybem.....	38
4.3.1	Průběh ohybového momentu.....	40
4.3.2	Maximální ohybový moment .....	40
4.3.3	Modul průřezu v ohybu.....	40
4.3.4	Ohybové napětí v kritickém průřezu .....	40
4.4	Namáhání krutem .....	41
4.4.1	Krouticí moment.....	41
4.4.2	Modul průřezu v krutu .....	41
4.4.3	Smykové napětí .....	41
4.5	Namáhání vnějším přetlakem.....	42
4.6	Redukované napětí.....	42

4.7	Bezpečnost lanového bubnu k meznímu stavu pružnosti .....	43
5	Návrh pohonu zdvihacího ústrojí.....	44
5.1	Návrh elektromotoru.....	44
5.1.1	Mechanická účinnost zdvihacího ústrojí.....	44
5.1.2	Výpočet výkonu.....	45
5.1.3	Volba elektromotoru .....	45
5.1.4	Výpočet otáček lanového bubnu .....	46
5.1.5	Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem.....	46
5.1.6	Statický moment břemene.....	46
5.1.7	Moment setrvačnosti posouvajících se hmot .....	47
5.1.8	Moment setrvačnosti rotujících hmot .....	47
5.1.9	Kontrola rozběhového momentu .....	47
5.2	Návrh převodovky .....	48
5.2.1	Volba převodovky .....	49
5.2.2	Jmenovitý výkon převodovky .....	49
5.2.3	Kontrola pro rozběhový moment.....	49
5.2.4	Parametry převodovky .....	50
5.2.5	Skutečné otáčky lanového bubnu .....	51
5.2.6	Skutečná zdvihová rychlost.....	51
5.3	Návrh brzdy.....	52
5.3.1	Statický moment břemene při brzdění.....	52
5.3.2	Moment setrvačnosti posouvajících se hmot při brzdění.....	53
5.3.3	Moment setrvačnosti rotujících hmot při brzdění .....	53
5.3.4	Celkový brzdný moment.....	53
5.3.5	Brzdý moment navýšený o koeficient bezpečnosti .....	54
5.3.6	Volba brzdy .....	54
5.3.7	Kontrola doby brzdění při spouštění a brzdného momentu .....	54
5.4	Návrh pružné spojky .....	55
5.4.1	Volba pružné spojky .....	56
5.5	Návrh čepu lanového bubnu.....	56
5.5.1	Výpočet ohybových napětí čepu .....	56
5.6	Návrh a kontrola ložiska .....	57
5.6.1	Parametry ložiska 21310 E.....	58
5.6.2	Ekvivalentní statické zatížení.....	58
5.6.3	Ekvivalentní dynamické zatížení.....	58
5.6.4	Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska .....	59

---

5.7	Kontrola pera na otlačení .....	59
5.7.1	Výpočet tlaku ve spoji .....	59
6	Finální koncepce jeřábové kočky.....	61
	Závěr .....	62
	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	66
	Seznam příloh.....	70

## ÚVOD

Manipulace, přeskládňování a doprava materiálu patří k jednomu z nejzákladnějších úkonů ve výrobním procesu. K těmto účelům slouží dopravní a manipulační technika, která zajišťuje, aby požadovaný materiál byl včas a na správném místě. Podstatnou skupinou manipulační techniky jsou jeřáby, potažmo jeřáby mostového typu. Tyto jeřáby jsou jedním z nejpoužívanějších typů jeřábů. Slouží k přemísťování těžkých břemen mezi jednotlivými pracovišti ve výrobních halách, skladech, slévárnách a v mnoha dalších částech výrobního průmyslu. S postupující automatizací a příchodem průmyslu čtvrté úrovně jsou kladeny požadavky především na schopnost samostatné práce přepravního zařízení, které s sebou nesou celkové zrychlení a zefektivnění výrobního procesu.

Mostový jeřáb jako celek se skládá z několika částí. Základní částí tohoto jeřábu je tzv. most. Jedná se o část jeřábu tvaru mostu, pohybující se po dvojici vyvýšených částí jeřábové dráhy. Na této konstrukci je umístěna jeřábová kočka, která se skládá z mechanismu sloužícího ke zvedání a přemísťování zavěšeného břemene.

Konstrukcí a výrobou jeřábových koček se dnes zabývá mnoho firem, jednotlivé části mechanismu jsou ale pořád stejné. Patří k nim elektromotor, spojka, brzda, převodovka, lanový buben a kladkostroj. Jednotlivé provedení a uspořádání se velmi často liší od konkrétního výrobce. Důvodem může být odlišení se od konkurence, požadavky zákazníka a finální nasazení mechanismu. Z tohoto důvodu bude na začátku práce provedena kritická rešerše představující několik výrobců jeřábových koček a jejich konstrukční provedení a uspořádání jednotlivých komponent. Na základě této rešerše bude zvolena samotná koncepce zdvihového zařízení.

Jak již bylo řečeno, tato práce se zabývá konstrukcí a návrhem jeřábové kočky potažmo zdvihového mechanismu. První výpočtová část bude věnována zdvihovému mechanismu, tudíž návrhu a pevnostnímu výpočtu lana kladkostroje, které slouží jako nosný orgán přepravovaného břemene. Dále pak návrhu kladek, po kterých se lano odvaluje a lanového bubnu, na který je lano navíjeno. U lanového bubnu bude po předběžném výpočtu a zvolení polotovaru proveden pevnostní výpočet. Druhá výpočtová část bude věnována zdvihovému mechanismu, který se skládá z hnacího motoru, u kterého bude proveden výpočet požadovaného výkonu a rozběhového momentu. Převodovky sloužící k regulaci otáček mezi motorem a lanovým bubnem, jakož i nosný orgán lanového bubnu. Pružné spojky, která propojují motor s převodovkou a kompenzují nesouost jednotlivých hřídelů. A brzdy zabezpečující zastavení pohybu v případě nutnosti. Poslední část bude věnována výběru ložiska bubnového čepu a ohodnocení trvanlivosti zvoleného ložiska, dále pak kontrolnímu výpočtu bubnového čepu a představení finální koncepce jeřábové kočky.

Toto téma jsem si vybral z důvodu prohloubení si znalostí problematiky konstrukce a návrhu mechanismů vzhledem k tomu, že pracuji jako konstruktér pro automotive a denně se při návrhu výrobních strojů setkávám s využitím jednotek, které jsou zakomponovány v tomto tématu. Jedná se především o výpočty a návrhy pohonných částí, tedy elektromotorů a převodovek. Dále také o pevnostní výpočty a kontrolní výpočty částí mechanismu zdvihu.

Cílem této práce je srozumitelnou formou seznámit čtenáře s postupem návrhu a výpočtu zdvihového mechanismu, respektive jeřábové kočky. Tato práce také může posloužit jako praktický návod pro výpočet a výběr jednotlivých komponent, ať už pro jeřábové kočky, nebo pro jiné pracovní mechanismy.

## 1 KRITICKÁ REŠERŠE OBDOBNÝCH EXISTUJÍCÍCH ŘEŠENÍ

Na základě zadaných parametrů je zde uvedeno několik podobných řešení jeřábových koček od různých výrobců. Pro výběr jednotlivých koncepcí byla použita kritéria: pravidelné využívání, nosnost 12 000 kg, počet navíjených konců lana 2, zdvihová rychlost 0,17 m/s, mechanismus M4 podle normy ISO 4301.

Vzhledem k tomu, že se jedná o jeřábový most s užitkovou nosností do 12 t. budou brány v potaz pouze dvounosníkové mosty s rozpětím do 40m se skříňovými nosníky. Dle [1], str.105.

### 1.1 ABUS

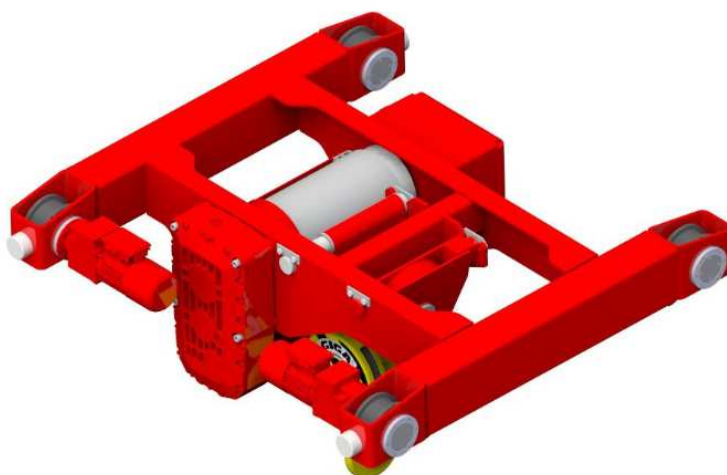
Firma ABUS u svých zařízení využívá více typů konstrukcí. Např. konstrukce typu D, viz Obrázek 1, je konstrukce, ve které se motor nachází pod bubnem a je zavěšen na převodovce. Firma ABUS využívá převážně kladkostroje, kde je navíjen pouze jeden konec lana, jako je tomu i u této konstrukce. Pro nosnosti od deseti tun je využívána koncepce pohybu po dvou nosnících, pouze u některých typů se mění výška nosníků a profilu celkové kočky. [2]



Obr. 1 Jeřábová kočka ABUS [2]

### 1.2 GIGA

Firma GIGA využívá při svých řešeních dvourychlostní lanové kladkostroje nebo kladkostroje s plynulou regulací rychlosti pomocí statických měničů kmitočtu. V ukázkové konstrukci viz Obrázek 2 se motor nachází pod lanovým bubnem. Motor je zde zavěšen přímo na převodovce. Stejně jako u předchozího výrobce tato koncepce vyžaduje vyšší prostor zástavby. Pro nosnosti od osmi tun využívá firma GIGA dvounosníkové jeřábové kočky. Stejně jako u předchozího výrobce i firma GIGA hojně využívá kladkostroj pouze s jedním navíjeným koncem lana. [3]



*Obr. 2 Jeřábová kočka GIGA [4]*

### 1.3 DEMAG

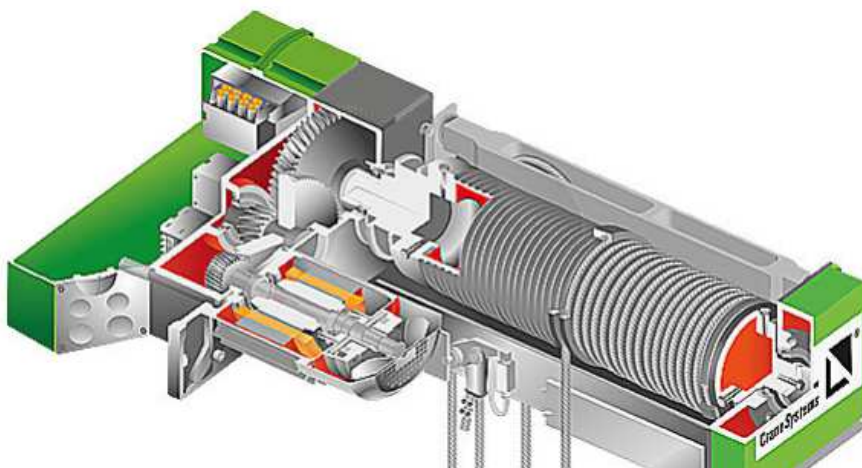
Firma DEMAG využívá různé koncepce provedení kladkostroje, např. kladkostroj s obchodním názvem EZ-DMR viz Obrázek 3. Zde je opět motor umístěn pod lanovým bubnem a zavěšen na převodovce, jako tomu bylo u výrobce ABUS a GIGA. Kromě ukázkové koncepce vyrábí i jeřábové kočky, kde je motor paralelně s lanovým bubnem nebo koaxiálně, kde je motor v ose lanového bubnu. Stejně jako předchozí výrobci využívá i firma DEMAG dvounosníkové jeřábové kočky jak typu podvěsného, tak i podepřeného. [5]



*Obr. 3 Jeřábová kočka DEMAG [5]*

## 1.4 STAHL

Stejně jako předchozí výrobci i firma STAHL využívá různé koncepce uspořádání jeřábových koček jako např. koaxiální uspořádání, zavěšení motoru pod lanovým bubnem, nebo uložení motoru vedle lanového bubnu. Na obrázku 4 je motor opět zavěšen na převodovce. Firma STAHL využívá dva typy navíjení na lanový buben, jedná se o navíjení jednoho konce nebo dvou konců lana. Pro jeřábové kočky platí stejně jako u předchozích výrobců, že jsou vyráběny pro dvounosníkové jeřábové mosty. [6]

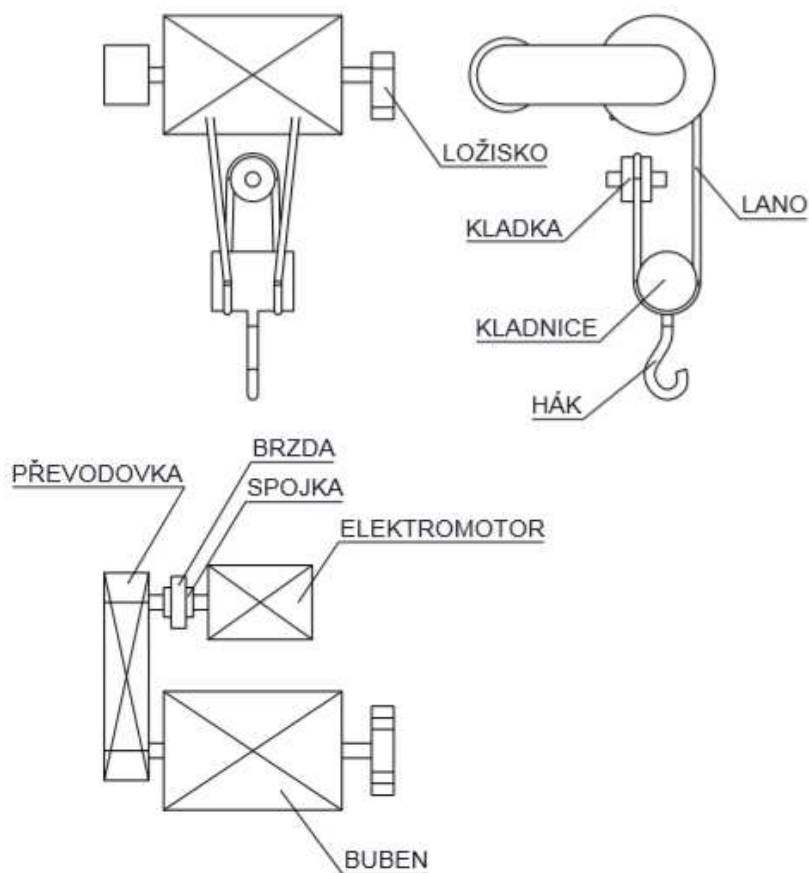


*Obr. 4 Jeřábová kočka STAHL [6]*



## 2 ZDŮVODNĚNÝ NÁVRH VLASTNÍ KONCEPCE ŘEŠENÍ

Z kritické rešerše je patrné, že výrobci využívají různé koncepce uspořádání. V této práci se budu věnovat koncepci, ve které je buben umístěn vedle motoru. Tato koncepce je jednoduchá z hlediska konstrukčního, ale také montážního. Ke všem částem zdvihacího ústrojí je dobrý přístup. Při výběru jednotlivých částí budu postupovat tím stylem, že prvně provedu veškeré nezbytné výpočty, a následně dle katalogů výrobců daných komponent vyberu ty, které budou vyhovovat konkrétním parametrům. Po zkompletování veškerých částí navrhnu celkovou sestavu zdvihacího ústrojí.



Obr. 5 Schéma jeřábové kočky [7]

### 3 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ ZDVIHU

#### 3.1 ZADANÉ PARAMETRY

Nosnost ... 12 000 kg

Počet navíjených konců lana na buben ... 2

Klasifikace zdvihového mechanismu dle ČSN ISO 4301 ... M4

Zdvihová rychlost ... 0,17 m/s

Zdvih ... do 12 m, po dohodě s vedoucím práce

#### 3.2 URČENÍ MECHANISMU JEŘÁBU

Dle normy ČSN ISO 4301/5 [8] a zadaných parametrů se jedná o dílenský jeřáb s pravidelným využíváním odpovídající klasifikaci zařízení jako celku **A3**, zdvihu **M4**, pojezdu kočky **M3** a pojezdu jeřábu **M4**.

K detailnímu určení využití jeřábu slouží norma ČSN ISO 4301/1 [9]. Dle parametrů z předchozí normy je určeno, že se bude jednat o třídu využití jeřábu **U4**, v tomto případě se jedná o pravidelné využívání lehkého stupně s maximálním počtem provozních cyklů  $2,5 \times 10^5$ . K určení stavu zatěžování poslouží druhá část této normy, kde podle klasifikace jeřábu jako celku je určeno, že se bude jednat o třídu **Q1**, která má jmenovitý součinitel spektra zatížení 0,125, jedná se tedy o jeřáby, které zvedají břemena velmi zřídka a obvykle jsou to lehká břemena. Třída využití mechanismu je určena s využitím parametru klasifikace mechanismu **M4**. Této hodnotě odpovídá třída využívání **T5** – pravidelné přerušované využívání s celkovou dobou využívání 6 300 h. Poslední parametr je jmenovitý součinitel spektra zatížení pro mechanismy. Ten je určen taktéž z klasifikace mechanismu a odpovídající parametr je **L1** – lehký, kdy mechanismus je vystaven maximálnímu zatížení velmi zřídka a obvykle na něj působí pouze lehké zatížení.

#### 3.3 VÝPOČET KLDKOSTROJE

Kladkostroj je mechanismu, který kombinuje pevné kladky (vyrovnávací) a volné (vodící). Kladky bývají zavěšeny ocelovým hákem na nosnou konstrukci nebo na kočku pojíždějící po jeřábové dráze. Kladkostroj znásobuje působící sílu, ale také prodlužuje potřebnou délku navíjení. Dle [10].

##### 3.3.1 PŘEVOD KLDKOSTROJE

Převod kladkostroje je definován jako poměr počtu nosných lan k počtu navíjených lan, ze zadání vyplývá, že navíjená lana jsou 2 a nosná 4. Dle [1], str. 56.

$$i_k = \frac{n}{z} = \frac{4}{2} = 2 \quad (1)$$

kde:

$n$  [-] počet nosných konců lan

$z$  [-] počet navíjených lan na buben, ze zadání

### 3.3.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

Výpočet účinnosti kladkostroje dle [1], str. 56.

$$m = \frac{n}{2} = \frac{4}{2} = 2 \quad (2)$$

$$\eta_k = \frac{1 - \eta^m}{m(1 - \eta)} = \frac{1 - 0,98^2}{2(1 - 0,98)} = 0,99 \quad (3)$$

kde:

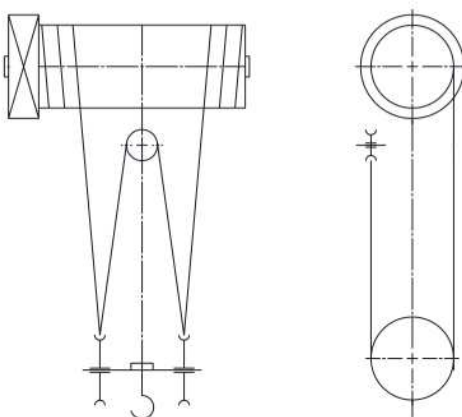
$n$  [-] počet nosných konců lan

$\eta$  [-] valivé uložení s účinností jedné kladky dle [1], str. 56,  $\eta = 0,98$

$m$  [-] počet nosných lan v jedné polovině lanového systému, z rovnice (2)

### 3.3.3 SCHÉMA KLADKOSTROJE

Na následujícím obrázku je znázorněn princip navíjení na kladkostroj se dvěma navíjenými konci a čtyřmi nosnými lany.



Obr. 6 Schéma lanového kladkostroje [11]

### 3.4 VÝPOČET LANA

Nosným orgánem zdvihacího ústrojí je lano, které se dělí do skupin dle využití na pohyblivé (zdvihová lano jeřábů a výtahů) a nepohyblivé (kotevní lano apod.). V tomto případě je využito lano pohyblivé, které se bude odvíjet na kladkách. Tato lano se vyrábějí ze speciálních drátů kruhového průřezu a obvykle bývají šestipramenná. Dle [1], str. 48.

Dráty v prameni i prameny v laně mají snahu se rozplétat toto je zapříčiněno vnitřním pnutím. Toto pnutí vznikne při zatížení lana a dá se mu zabránit tzv. přeformováním. Při této úpravě se prameny lana nebo hotové lano několikrát prohnou v navzájem kolmých rovinách. Toto lano při odlehčení netvoří smyčky a nazývá se lanem umrtveným. Dle [1], str. 49.

#### 3.4.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL

Při svislém zdvihání na lano působí maximální účinky setrvačnosti. Tyto účinky působí jak při zdvihání volně ležícího břemene, tak při zrychlení nebo zpomalení pohybu. Dle [12], str. 13.

$$\Phi = \Phi_2 = \Phi_{2,min} + \beta_2 \cdot v_h = 1,2 + 0,17 \cdot 0,17 = 1,23 \quad (4)$$

kde:

$\Phi_2$	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti dle [13], str. 12
$\Phi_{2,min}$	[-]	minimální velikost $\Phi_2$ dle [13], str. 13, $\Phi_{2,min} = 1,2$
$\beta_2$	[s/m]	součinitel tuhosti jeřábu dle [13], str. 13, $\beta_2 = 0,17 \text{ s/m}$
$v_h$	[m/s]	charakteristika zdvihové rychlosti dle [13], str. 13, $v_h = 0,17 \text{ m/s}$

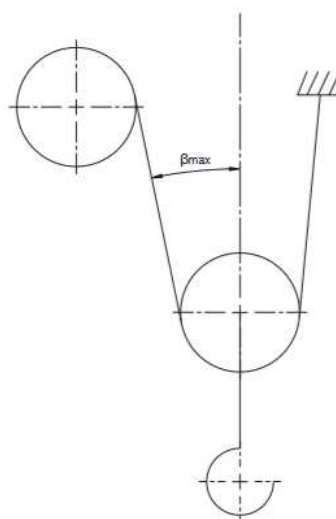
#### 3.4.2 NEROVNOMĚRNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

Pokud nosné průřezy lana nejsou rovnoběžné, síla v laně se zvětší. Součinitel zvětšení síly v laně musí být určen pro nejnepríznivější polohu. Dle [12], str. 14.

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos \beta_{max}} = \frac{1}{\cos 0^\circ} = 1 \quad (5)$$

kde:

$\beta_{max}$	[°]	největší úhel mezi vinutím a směrem působení zatížení, uvažován rovnoběžný záběr lan, tudíž $\beta_{max} = 0^\circ$
---------------	-----	---



Obr. 7 Schéma zavěšení kladek [12]

### 3.4.3 ZATÍŽENÍ LANA

Výpočet návrhové síly v laně dle [12], str. 12.

$$Q_c = Q + G = 12\,000 + 300 = 12\,300 \text{ kg} \quad (6)$$

$$F_{sd,s} = \frac{Q_c \cdot g}{i_k \cdot m} \cdot \Phi \cdot \eta_k \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad (7)$$

$$= \frac{12\,300 \cdot 9,81}{2 \cdot 2} \cdot 1,23 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1 = 49\,222 \text{ N}$$

kde:

$Q$	[kg]	maximální hmotnost břemene, ze zadání
$G$	[kg]	hmotnost částí zvedacího mechanismu, voleno $G = 300 \text{ kg}$
$Q_c$	[kg]	celkové zatížení zvedacího systému, z rovnice (6)
$i_k$	[-]	převod kladkostroje, z rovnice (1)
$m$	[-]	počet nosných lan v jedné polovině lanového systému, z rovnice (2)
$\Phi$	[-]	dynamický součinitel, z rovnice (4)
$\eta_k$	[-]	účinnost kladkostroje, z rovnice (3)
$f_{s2}$	[-]	nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí, z rovnice (5)
$f_{s3}$	[-]	vodorovné síly na břemeno, zanedbáno dle [12], str. 14

$\gamma_p$	[-]	koeficient využívání dle [12], str. 12, pro pravidelné využívání
		$\gamma_p = 1,34$
$\gamma_n$	[-]	součinitel rizika dle [13], str. 55, pro jeřáby bez zvýšeného rizika
		$\gamma_n = 1$

### 3.4.4 PŘEDBĚŽNÁ VOLBA LANA

Dle normy ČSN 12385-4 [14], je zvoleno katalogové lano od výrobce Lana-Vamberk [15] lano STANDARD – 6x19+FC s počtem drátů 114, vypočtenému zatížení odpovídá lano o nejbližším vyšším normovaném průměru 16 mm.

Tab. 1 Tabulka parametrů zvoleného lana [15]

Průměr lana [mm]	Počet drátků [-]	Pevnost drátu [MPa]	Nosnost lana [kN]	Nosný průřez [mm <sup>2</sup> ]
16	114	1570	123,4	88,6

### 3.4.5 DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ LANA

Při dimenzování lana je nezbytné dbát na součinitel bezpečnosti, který má hodnotu pro poměr průměru bubnu k průměru lana  $\geq 20$  hodnotu  $\gamma_{rb} = 2,07$ . Dle [12], str. 17.

$$F_{Rd,s} = \frac{F_u}{\gamma_{rb}} = \frac{123\,400}{2,07} = 59\,614\,N \quad (8)$$

kde:

$F_u$	[N]	minimální síla při přetržení lana, z Tabulky 1
$\gamma_{rb}$	[-]	minimální součinitel únosnosti lana

### 3.4.6 PROKÁZÁNÍ STATICKÉ ÚNOSNOSTI

Při prokázání statické únosnosti musí být prokázáno, že pro všechny příslušné kombinace zatížení platí dle [12], str. 11.

$$F_{Sd,s} \leq F_{Rd,s} \quad 49\,222\,N \leq 59\,614\,N \quad (9)$$

kde:

$F_{Sd,s}$	[N]	zatížení lana, z rovnice (7)
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti zvoleného lana, z rovnice (8)

Zvolené lano vyhovuje podmínce statické únosnosti.

### 3.5 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI LANA

Podle výsledků zkoušek je únavová pevnost lan z hlediska počtu ohybů (vztah síly v laně a počtu ohybů) přibližně v nepřímé úměrnosti druhé mocniny působící tahové síly v laně. Při počítání počtu ohybů lana se musí zohlednit všechny pohyby jeřábu v pracovním cyklu, jak je specifikován pro jeřáb, s břemenem i bez břemena. Při výpočtu spektra síly v laně se počítají odděleně pohyby v různých úrovních síly. Dle [12], str. 17.

#### 3.5.1 DYNAMICKÝ SOUČINITEL PRO ÚČINKY SETRVAČNOSTI A GRAVITACE

Jelikož účinky setrvačnosti působí pouze v krátkém čase, nemají vliv na všechny ohyby. V důsledku toho se mohou dynamické součinitele vypočítat dle [12], str. 18.

$$\Phi' = \sqrt[3]{\frac{(w-1) + \Phi^3}{w}} = \sqrt[3]{\frac{(4-1) + 1,23^3}{4}} = 1,067 \quad (10)$$

kde:

$w$  [-] příslušný počet ohybů pro pohyb [12], str. 27, 28,  $w = 4$

$\Phi$  [-] dynamický součinitel, z rovnice (4)

#### 3.5.2 NEROVNOBĚŽNÉ NOSNÉ PRŮŘEZY VE VINUTÍ

Nerovnoběžné nosné průřezy musí být zohledněny při prokázání únavové pevnosti. Rozložení výšky a úhlů v pracovním rozsahu může být zohledněno vynásobením síly v laně a součinitel  $f_{s2}'$ . Pokud jeřáb pracuje přibližně stejně často ve všech výškách nejvíce využívaného pracovního rozsahu, funkce využívání je konstanta. Dle [12], str. 19.

$$q(z) = \frac{1}{z_2 - z_1} = \frac{1}{10 - 0} = 0,1 \quad (11)$$

$$f_{s2}' = \sqrt[3]{\int_{z_{min}}^{z_{max}} \frac{q(z)}{\cos^3 \beta(z)} dz} = \sqrt[3]{\int_0^{12} \frac{0,1}{\cos^3(0)} dz} = 1,06 \quad (12)$$

kde:

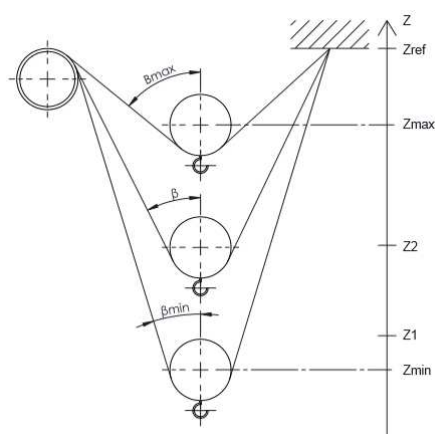
$q(z)$  [-] normalizovaná četnost využívání pracovního rozsahu, z rovnice (11)

$z_{1,2}$  [m] výškové souřadnice z Obrázku 8, voleno  $z_{1,2} = 0 - 10 \text{ m}$

$z_{ref}$  [m] referenční výška, voleno  $z_{ref} = 14 \text{ m}$

$z_{max}$  [m] maximální výška, ze zadání

$\beta(z)$  [°] úhel mezi lanem a přímkou působením síly, stejně jako 3.4.2



Obr. 8 Polohy při zdvihání [12]

### 3.5.3 NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

Výpočet návrhové síly pro pravidelné zatížení dle [12], str. 18.

$$F_{sd,f} = \frac{Q_c \cdot g}{i_k \cdot m} \cdot \Phi' \cdot f_{s2}' \cdot f_{s3}' \cdot \gamma_n \quad (13)$$

$$= \frac{12\,300 \cdot 9,81}{2 \cdot 2} \cdot 1,067 \cdot 1,06 \cdot 1 = 34\,118 \text{ N}$$

kde:

$Q_c$	[kg]	celkové zatížení zvedacího systému, z rovnice (6)
$i_k$	[-]	převod kladkostroje, z rovnice (1)
$m$	[-]	počet nosných lan v jedné polovině lanového systému, z rovnice (2)
$\Phi'$	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace, z rovnice (4)
$f_{s2}'$	[-]	nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí, z rovnice (12)
$f_{s3}'$	[-]	vodorovné síly na břemeno, zanedbáno dle [12], str. 14, 20
$\gamma_n$	[-]	součinitel rizika dle [13], str. 55, pro jeřáby bez zvýšeného rizika
		$\gamma_n = 1$



**3.5.4 CELKOVÝ POČET OHYBŮ**

Výpočet celkového počtu ohybů dle [12], str. 21.

$$W_{tot} = \sum_{i=1}^{i_{max}} W_i = 2,5 \cdot 10^5 \cdot 4 = 10 \cdot 10^5 \quad (14)$$

kde:

$i$	[-]	celkový počet pohybů zdvihu pro lano, ze zadání
$W_i$	[-]	příslušný počet ohybů při zdvihu [12], str. 27, 28, $W_i = 4$

**3.5.5 SOUČINITEL SPEKTRA SÍLY V LANĚ**

Výpočet součinitele spektra síly v laně dle [12], str. 20.

$$k_r = \sum_{i=1}^{i_{max}} \left( \frac{F_{Sd,f}}{F_u} \right)^3 \cdot \frac{W_i}{W_{tot}} = 2,5 \cdot 10^5 \cdot \left( \frac{34\,118}{123\,400} \right)^3 \cdot \frac{4}{10 \cdot 10^5} = 0,021 \quad (15)$$

kde:

$i_{max}$	[-]	celkový počet pohybů zdvihání dle zadání a normy [9], str. 4
$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně pro pravidelné využívání, z rovnice (13)
$F_u$	[N]	minimální síla při přetržení lana, z Tabulky 1
$W_i$	[-]	příslušný počet ohybů při zdvihu dle [12], str. 27, 28, $W_i = 4$
$W_{tot}$	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (14)

**3.5.6 RELATIVNÍ CELKOVÝ POČET OHYBŮ**

Výpočet relativního celkového počtu ohybů dle [12], str. 21.

$$v_r = \frac{W_{tot}}{W_D} = \frac{10 \cdot 10^5}{5 \cdot 10^5} = 2 \quad (16)$$

kde:

$W_{tot}$	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (14)
$W_D$	[-]	počet ohybů v referenčním bodě dle [12], str. 21, $W_D = 5 \cdot 10^5$

### 3.5.7 PARAMETR HISTORIE SÍLY V LANĚ

Výpočet parametru historie síly v laně dle [12], str. 21.

$$s_r = k_r \cdot v_r = 0,021 \cdot 2 = 0,042 \quad (17)$$

kde:

$k_r$  [-] součinitel spektra síly v laně, z rovnice (15)

$v_r$  [-] relativní celkový počet ohybů, z rovnice (16)

### 3.5.8 POMĚR PRŮMĚRU BUBNU A LANA

Poměr průměru bubnu a lana ( $D/d$ ) se má zvyšovat s počtem ohybů. Dle [12], str. 21.

$$R_{Dd} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{W_{tot}}{8\,000}\right)} = 10 \cdot 1,125^{\log_2\left(\frac{10 \cdot 10^5}{8\,000}\right)} = 22,7 \quad (18)$$

$$f_{t1} = \frac{\frac{D}{d}}{R_{Dd}} = \frac{20}{22,7} = 0,88 \dots \text{vyhovuje} \quad (19)$$

kde:

$W_{tot}$  [-] celkový počet ohybů za dobu životnosti lana, z rovnice (14)

$D/d$  [-] poměr průměru bubnu a lana dle [12], str. 22, voleno  $\frac{D}{d} = 20$

$R_{Dd}$  [-] referenční poměr hodnoty  $D/d$ , z rovnice (18)

### 3.5.9 TAHOVÁ PEVNOST DRÁTU

Nelineární vztah mezi třídou pevnosti drátu lana  $R_r$ , a návrhovou silou únosnosti lana musí být zohledněna dle [12], str. 22, pro třídu pevnosti lana dle normy [14] a s využitím katalogu od firmy Lana-Vamberk [15] bylo zvoleno lano s pevností drátu 1570 MPa.

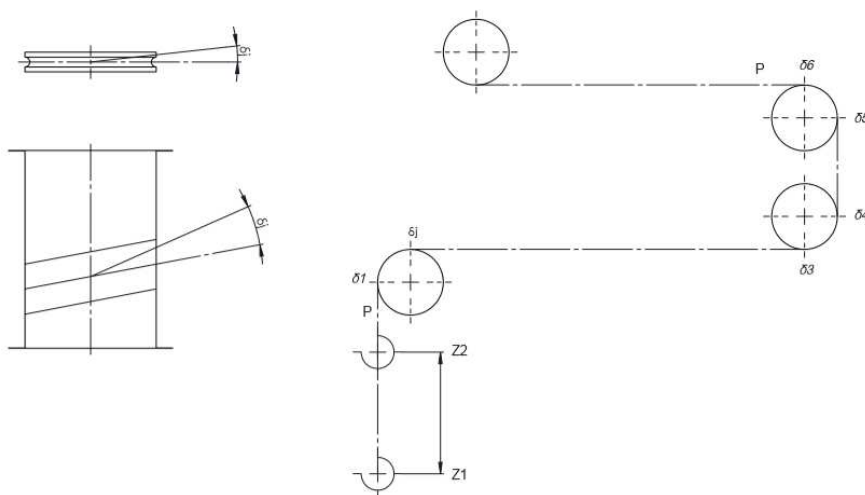
$$f_{t2} = 1 \quad \text{pro } R_r \leq 1\,770 \text{ MPa} \quad (20)$$

kde:

$R_r$  [MPa] třída pevnosti lana dle normy 12385-4 [14]

### 3.5.10 ÚHEL NÁBĚHU

Úhel náběhu na kladky nebo bubny dle Obrázku 9 se vždy vyjadřuje jako kladný. Pro vybrané místo  $P$  na laně je návrhový úhel náběhu  $\delta$  vztažen k nejfrekventovanějšímu pracovnímu rozsahu ( $Z_1$ - $Z_2$ ). Součinitel se zohlední podle Tabulky 2. Dle [12], str. 22. V tomto případě zvolen úhel náběhu, který nebude větší než  $1^\circ$ .



Obr. 9 Úhly náběhu [12]

Tab. 2 Součinitele úhlu náběhu [12]

Úhel náběhu $\delta$	Kroutivé lano $f_{f3}$	Nekroutivé lano $f_{f3}$
$\leq 0,5^\circ$	1	1
$1,0^\circ$	0,95	0,95
$2,0^\circ$	0,86	0,84
$3,0^\circ$	0,84	neuvažuje se
$4,0^\circ$	0,85	

### 3.5.11 MAZÁNÍ LANA

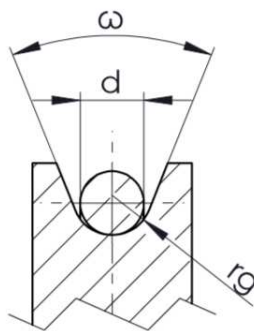
Pro lana vyrobená s vnitřním mazáním je součinitel  $f_{f4}$  roven jedné. Pro lana bez vnitřního mazání je součinitel  $f_{f4} = 0,5$ . Dle [12], str. 23. Zvoleno lano s vnitřním mazáním.

### 3.5.12 DOPLŇKOVÉ POŽADAVKY PRO VÍCEVRSTVÉ BUBNY

Pokud se používá vícevrstvá konstrukce bubnu, bude životnost lana mnohem kratší než při konstrukci bubnu s jednovrstvým navíjením. Dle [12], str. 24. V tomto případě bude povoleno pouze jednovrstvé navíjení, tudíž  $f_{f5} = 1$ .

### 3.5.13 DRÁŽKA

Poměr poloměru drážky  $r_g$  a průměru lana  $d$  a požadavek na úhel  $\omega$  mezi boky kladky, Obrázek 10 musí být zohledněn součinitelem  $f_{f6}$  podle Tabulky 3. Dle [12], str. 23. Při dimenzování kladky bude počítáno s poměrem 0,53, tudíž  $f_{f6}$  bude roven 1.



Obr. 10 Schéma drážky [12]

Tab. 3 Součinitele drážky [12]

$r_g/d$	$\omega$	$f_{f6}$
0,53	$\leq 60^\circ$	1
0,55		0,92
0,6	není předepsán	0,86
0,7		0,79
0,8		0,76
$\geq 1,0$		0,73

### 3.5.14 TYPY LANA

Odlišné ohybové únavové vlastnosti různých typů lana se zohlední součinitelem  $f_{f7}$ . Dle [12], str. 23. Při volbě lana, kapitola 3.4.5, bylo vybráno šestipramenné lano.

$$f_{t7} = \frac{1}{t_l} = \frac{1}{1} = 1 \quad (21)$$

kde:

$t_l$  [-] součinitel typu lana, z Tabulky 4

Tab. 4 Součinitele typu lana [12]

Typ lana podle normy EN 12385-2	Počet vnějších pramenů	t - součinitel
Jednovrstvé nebo souběžné	3	1,25
	4, 5	1,15
	6 nebo více	1
	6 až 10 s plastikou impregnací	0,95
Nekroutivé a neztvárněné	všechny	1
Nekroutivé, ztvárněné	všechny	0,9

**3.5.15 SOUČINITEL DALŠÍCH VLVŮ**

Součinitel  $f_t$  zohledňuje další vlivy na návrhovou sílu únosnosti lana. Dle [12], str. 21.

$$f_t = f_{t1} \cdot f_{t2} \cdot f_{t3} \cdot f_{t4} \cdot f_{t5} \cdot f_{t6} \cdot f_{t7} = 0,88 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,836 \quad (22)$$

kde:

$f_{t1}-f_{t7}$  [-] součinitele vlivů, z kapitol 3.5.8 – 3.5.14

**3.5.16 NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI**

Výpočet návrhové síly únosnosti dle [12], str. 20.

$$F_{Rd,f} = \frac{F_u}{\gamma_{rt} \cdot \sqrt[3]{s_r}} \cdot f_t = \frac{123\,400}{7 \cdot \sqrt[3]{0,042}} \cdot 0,836 = 42\,398\,N \quad (23)$$

kde:

$F_u$  [N] minimální síla při přetržení lana, z Tabulky 1

$\gamma_{rt}$  [-] minimální součinitel únosnosti lana dle [12], str. 20,  $\gamma_{rt} = 7$

$s_r$  [-] parametr historie síly v laně, z rovnice (17)

$f_t$  [-] součinitel dalších vlivů, z rovnice (22)

**3.5.17 PROKÁZÁNÍ ÚNAVOVÉ PEVNOSTI**

Prokázání pevnosti při únavě dle [12], str. 18.

$$F_{Sd,f} \leq F_{Rd,f} \quad 34\,118\,N \leq 42\,398\,N \quad (24)$$

kde:

$F_{Sd,f}$  [N] návrhová síla v laně pro pravidelné využívání, z rovnice (13)

$F_{Rd,f}$  [N] návrhová síla únosnosti lana při únavě, z rovnice (23)

Zvolené lano vyhovuje podmínce únavové pevnosti.

### 3.6 VÝPOČET KLADEK

Lanové kladky mohou být vodící nebo vyrovnávací. Vodící kladky slouží k vedení lana za pohybu. Vyrovnávací kladka je středem lanového systému, neotáčí se, ale pouze vyrovnává případně nestejné protažení jednotlivých větví lanového systému. Její průměr může být menší než průměr vodící kladky, může být také nahrazena vahadlem. Dle [1], str. 51.

Pro výpočet bude použita následující tabulka, ve které je zohledněn druh provozu. Ze zadání a využití příslušné normy bude vybrán druh provozu **lehký**.

Tab. 5 Hodnoty součinitelů  $\alpha$  v závislosti na druhu provozu [1]

Druh provozu	Kladky	
	Vodící $\alpha_1$	Vyrovnávací $\alpha_2$
lehký	20	14
střední	22	15
těžký	24	16
velmi těžký	26	16

#### 3.6.1 PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

Teoretický průměr vodící kladky měřený od osy lana stanoven dle [1], str. 51.

$$D_{min} = d \cdot \alpha_1 = 16 \cdot 20 = 320 \text{ mm} \quad (25)$$

kde:

$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

$\alpha_1$  [-] součinitel v závislosti na druhu provozu, z Tabulky 5

U kladek je normalizován průměr  $D$  dle [1], str. 51, na základě vypočteného průměru je volen nejbližší vyšší průměr, a to 355 mm.

#### 3.6.2 PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

Teoretický průměr vyrovnávací kladky měřený od osy lana stanoven dle [1], str. 51.

$$D_{min} = d \cdot \alpha_2 = 16 \cdot 14 = 224 \text{ mm} \quad (26)$$

kde:

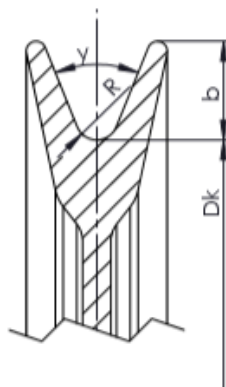
$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

$\alpha_2$  [-] součinitel v závislosti na druhu provozu, z Tabulky 5

U kladek je normalizován průměr  $D$  [1], str. 51, na základě vypočteného průměru je volen nejbližší vyšší průměr, a to 250 mm.

### 3.6.3 VOLBA KLADEK

Na základě vypočteného průměru lana a kladek jsou zvoleny konstrukční rozměry dle [1], str. 52.



Obr. 11 Schéma kladky [1]

Tab. 6 Rozměry kladky [1]

R	$\gamma$	b
8,8	45	64

Poloměr křivosti drážky  $R = (0,53 - 0,56) d$ , dle [1], str. 52, voleno  $R = 0,55$

Úhel drážky  $\gamma = 45^\circ$  dle [1], str. 52

Hloubka drážky  $b = (3,5 - 5)R$  pro lana s průměrem  $d \leq 16mm$ , [1], str. 52, voleno  $b = 4$

## 3.7 VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

Lanové bubny jsou z důvodu hospodárnosti výroby vyráběné nejčastěji jako svařené trubky, nebo ohýbané plechy, méně často jsou litinové nebo ocelolitinové. Podle způsobu uložení mají čela svařených bubnů přivařená pevné osy nebo čelo s nábojem. Dle [16], str. 97.

Pro výpočet bubnu bude použita hodnota koeficientu  $\alpha$  z výpočtu lana v kapitole 3.5.8, kde byl poměr průměru bubnu a lana zvolen  $\alpha = \frac{D}{d} = 20$ .

### 3.7.1 PRŮMĚR BUBNU

Minimální průměr lanového bubnu, měřený od osy lana, se vypočítá dle [1], str. 52.

$$D_b = d \cdot \alpha = 16 \cdot 20 = 320 \text{ mm} \quad (27)$$

kde:

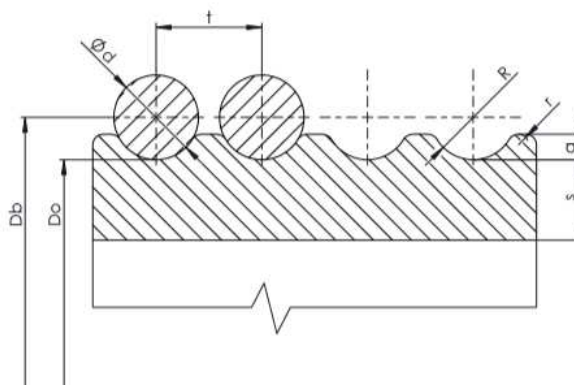
$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

$a$  [-] poměr průměru bubnu a lana

U bubnů je normalizován průměr  $D$  dle [1], str. 51, na základě vypočteného průměru je zvolen nejbližší vyšší průměr, a to 355 mm.

### 3.7.2 POVRCH BUBNU

Povrch bubnu je drážkován. Profil a stoupání drážek na bubnu je zřejmý z Obrázku 12, rozměry drážkované části jsou normalizovány dle [1], str. 52.



Obr. 12 Schéma drážek lanového bubnu [1]

Lanu o průměru 16 mm odpovídá dle [1], str. 52, profil lanových drážek:

Tab. 7 Parametry lanového bubnu [1]

R	d	a	t	$r_1$
8,5	15; 16	5	18	2

### 3.7.3 DÉLKA NAVÍJENÉHO LANA

Výpočet délky navíjeného lana dle [1], str. 53.

$$L = i_k \cdot H = 2 \cdot 12 = 24 \text{ m} \quad (28)$$

kde:

$i_k$  [-] převod kladkostroje, z rovnice (1)

$H$  [m] zdvih břemene, ze zadání  $H = 12 \text{ m}$



**3.7.4 POČET ZÁVITŮ LANA NA BUBNU**

Počet závitů lana na bubnu dle [1], str. 53.

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 2 = \frac{24\,000}{\pi \cdot 355} + 2 = 24 \quad (29)$$

kde:

$L$  [mm] délka navíjeného lana, z rovnice (28)

$D_b$  [mm] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

**3.7.5 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU**

Délka závitové části bubnu se vypočte dle [1], str. 53.

$$l = z \cdot t = 24 \cdot 18 = 432 \text{ mm} \quad (30)$$

kde:

$z$  [-] počet závitů lana na bubnu, z rovnice (29)

$t$  [mm] stoupání závitů, z Tabulky 7

**3.7.6 DÉLKA KRAJNÍCH HLADKÝCH ČÁSTÍ BUBNU**

Délky krajních hladkých částí bubnu  $l_2$  závisí na rozměrech lanových příložek, kterými je lano v této části kotveno. Dle [1], str. 53.

$$l_2 = 4t = 4 \cdot 18 = 72 \text{ mm} \quad (31)$$

kde:

$t$  [mm] stoupání závitů, z Tabulky 7

**3.7.7 DÉLKA STŘEDNÍ HLADKÉ ČÁSTI BUBNU**

Délka střední hladké části bubnu  $l_1$  musí odpovídat rozteči vodicích kladek v kladnici, na které lano nabíhá, aby úhly náběhu lana na buben, resp. kladky při horní poloze kladnice nepřekročily maximálně přípustné hodnoty dle [1], str. 53. V tomto případě je tato hodnota vypočtena v kapitole 3.7.1  $D = l_1 = 355 \text{ mm}$ .

### 3.7.8 DÉLKA BUBNU

Celková délka bubnu závisí na konstrukčním řešení. U lanových bubnů typizovaných zdvihacích ústrojí je použito dvojitého kladkostroje a oba konce zdvihového lana jsou navíjeny na buben dle [1], str. 53.

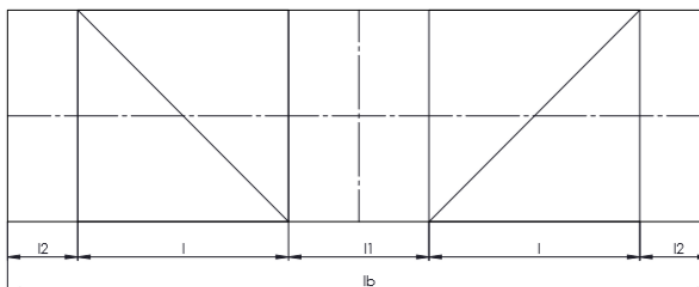
$$l_b = 2l + l_1 + 2l_2 = 2 \cdot 432 + 355 + 2 \cdot 72 = 1363 \text{ mm} \quad (32)$$

kde:

$l$  [mm] délka závitové části bubnu, z rovnice (30)

$l_1$  [mm] délka střední hladké části bubnu, z kapitoly 3.7.7

$l_2$  [mm] délka krajní hladké části bubnu, z rovnice (31)



Obr. 13 Schéma lanového bubnu [1]

### 3.7.9 TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU

Výpočet předběžné tloušťky stěny bubnu pod lanem dle [1], str. 53.

$$s = 0,8 \cdot d = 0,8 \cdot 16 = 12,8 \text{ mm} \quad (33)$$

kde:

$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

## 4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET LANOVÉHO BUBNU

Pevnostní kontrola pláště lanového bubnu spočívá jednak ve stanovení redukovaného napětí a porovnání jeho hodnoty s napětím dovoleným, dále také porovnání dílčích napětí v ohybu a krutu s přípustnými hodnotami. Plášť bubnu je namáhán trojím způsobem: ohybem, krutem a vnějším přetlakem. Dle [1], str. 53 a 54.

### 4.1 VOLBA POLOTOVARU BUBNU

K výrobě bubnu bude použita ocelová bezešvá silnostěnná trubka dle EN, vyráběná firmou HYDROTECHNIK [17]. Tato trubka je vyráběna z materiálu 11 523, jehož vlastnosti jsou uvedeny v Tabulce 8 [18]. V kapitole 3.7 jsou vypočítány a znázorněny jednotlivé parametry bubnu. Průměr navrženého bubnu je tedy  $D_b = 355 \text{ mm}$ . Tento rozměr je uváděn k ose lana dle Obrázku 12. Nejbližší vyšší vnější průměr polotovaru bubnu je dle katalogu firmy HYDROTECHNI [17]  $D_{pol} = 355,6 \text{ mm}$ .

Tab. 8 Vlastnosti materiálu 11 523 [18]

Označení materiálu	Mez kluzu $R_{eH}$ [MPa]	Pevnost v tahu $R_m$ [MPa]
11 523 (S355J0, 1.0553)	345	470-630

#### 4.1.1 PRŮMĚR BUBNU POD LANEM

Průřez bubnu pod lanem je nezbytný pro pevnostní výpočet, vzhledem k tomu, že drážkování se nezapočítává do průřezového modulu.

$$D_0 = D_b - d = 355 - 16 = 339 \text{ mm} \quad (34)$$

kde:

$D_b$  [mm] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

#### 4.1.2 VOLBA TLOUŠŤKY STĚNY BUBNU, KTERÁ JE DLE KATALOGU DOSTUPNÁ

Předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem je vypočítána v kapitole 3.7.9 a má hodnotu  $s = 12,8 \text{ mm}$ . Celková tloušťka stěny bubnu tedy bude.

$$s_p = h_{pol} + \frac{d}{2} + s = 0,3 + \frac{16}{2} + 12,8 = 21,1 \text{ mm} \quad (35)$$

kde:

$h_{pol}$  [mm] příbytek materiálu vůči průměru bubnu  $D_{pol} = 355,6 \text{ mm}$

$d$  [mm] průměr lana, z kapitoly 3.4.4

$s$  [mm] předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem, z rovnice (33)

Nejbližší větší tloušťka stěny polotovaru bubnu je dle katalogu  $s_t = 22,2 \text{ mm}$ .

#### 4.1.3 SKUTEČNÁ TLOUŠŤKA STĚNY BUBNU POD LANEM

Při pevnostním výpočtu lanového bubnu se počítá pouze s tloušťkou stěny pod lanem, tato tloušťka je vypočtena v následující rovnici.

$$s_s = s + (s_t - s_p) = 12,8 + (22,2 - 21,1) = 13,9 \text{ mm} \quad (36)$$

kde:

$s$  [mm] předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem, z rovnice (33)

$s_t$  [mm] tloušťka stěny polotovaru bubnu, z kapitoly 4.1.2

$s_p$  [mm] teoretická tloušťka stěny polotovaru bubnu, z rovnice (35)

#### 4.1.4 PŘÍDAVEK MATERIÁLU NA OBROBNÍ ČELNÍCH PLOCH

Délka bubnu je vypočítána v kapitole 3.7.8 a má hodnotu  $l_b = 1363 \text{ mm}$ , tudíž dostatečná délka polotovaru bubnu pro obrobení čelních ploch je  $l_b = 1400 \text{ mm}$ .

## 4.2 SILOVÁ A MOMENTOVÁ ROVNOVÁHA

Lanový buben bude v pevnostním výpočtu uvažován jako nosník na dvou podporách. Na jedné straně bude uložen na výstupním hřídeli převodovky a na druhé v ložiskovém tělese, které bude osazeno soudečkovým ložiskem s možností naklápění.

### Výpočet skutečné síly v laně

Skutečná síla působící na zdvihací mechanismus, která slouží k výpočtu stavu napjatosti bubnu, krouticích momentů, převodovky a ložisek se vypočte ze součtu dovoleného zatížení a hmotnosti kladnice podělené počtem nosných konců lana a účinností kladkostroje.

$$F_s = \frac{Q_c \cdot g}{i_k \cdot m \cdot \eta_k} = \frac{12\,300 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 30\,470 \text{ N} \quad (37)$$

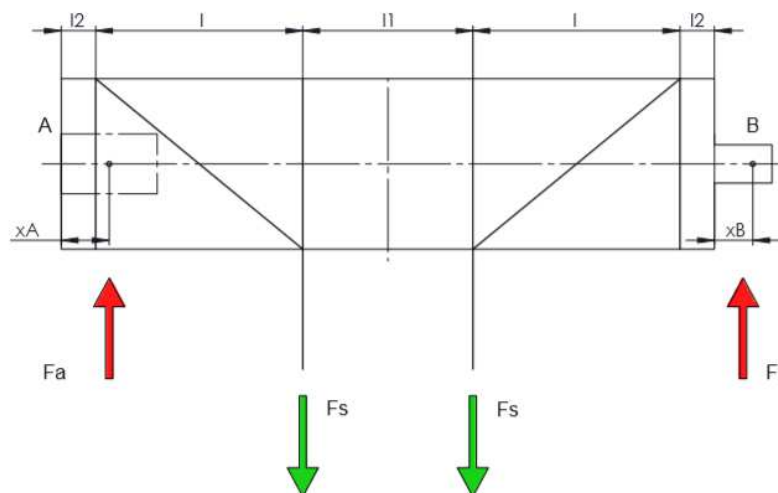
kde:

$Q_c$  [kg] celkové zatížení zvedacího systému, z rovnice (6)

$i_k$	[-]	převod kladkostroje, z rovnice (1)
$m$	[-]	počet nosných lan v jedné polovině lanového systému, z rovnice (2)
$\eta_k$	[-]	účinnost kladkostroje, z rovnice (3)

### Momentová rovnováha

Momentová rovnováha bude vztažena k bodu B, kde je moment působení síly  $F_b$  roven 0.



Obr. 14 Síly působící na lanový buben

$$\sum M_{iB} = 0 \quad (38)$$

$$F_s \cdot (l + l_2 + x_B) + F_s \cdot (l_1 + l + l_2 + x_B) - F_a \cdot (x_A + 2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_B) = 0$$

$$\Rightarrow F_a = \frac{F_s \cdot (l + l_2 + x_B) + F_s \cdot (l_1 + l + l_2 + x_B)}{(2 \cdot l_2 + 2 \cdot l + l_1 + x_B - x_A)}$$

$$F_a = \frac{30\,470 \cdot (432 + 72 + 60) + 30\,470 \cdot (355 + 432 + 72 + 60)}{(2 \cdot 72 + 2 \cdot 432 + 355 + 60 - 100)} = 34\,285 \text{ N}$$

kde:

$F_s$	[N]	skutečné zatížení lana, z rovnice (37)
$F_a$	[N]	reakční síla ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky
$F_b$	[N]	reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku
$l, l_1, l_2$	[mm]	rozměry lanového bubnu, z kapitoly 3.7.8

$x_A$	[mm]	předpokládaná vzdálenost uložení bubnu na hřídeli $x_A = 100 \text{ mm}$
$x_B$	[mm]	předpokládaná vzdálenost středu ložiska od čela bubnu, $x_B = 60 \text{ mm}$

### Silová rovnováha

Na buben působí síly pouze ve svislém směru. Aby byl buben v rovnováze, musí být suma těchto sil rovna 0.

$$\sum F_i = 0 \quad (39)$$

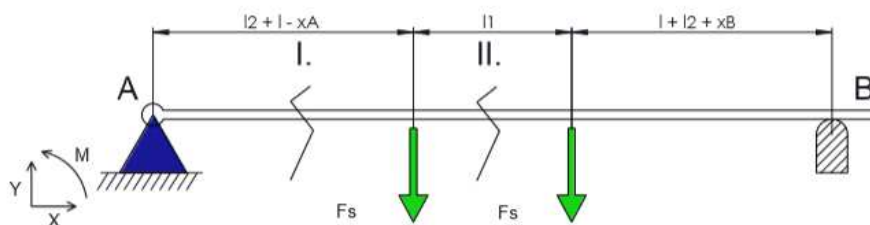
$$F_a - 2 \cdot F_s + F_b = 0$$

$$\Rightarrow F_b = 2 \cdot F_s - F_a$$

$$F_b = 2 \cdot 30\,470 - 34\,285 = 26\,655 \text{ N}$$

### 4.3 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

Maximální možné namáhání ohybem vznikne v případě, že lano bude plně navinuté a zvedané břemeno bude v horní poloze  $z_{max} = 12 \text{ m}$ .



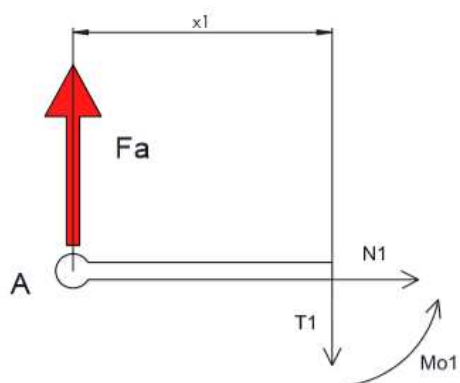
Obr. 15 Znáznornění intervalů výsledných vnitřních účinků (VVU)

#### První interval

$$x_1 \in (0; (l_2 + l - x_A)) \quad (40)$$

$$T_1 = F_a = 34\,285 \text{ N}$$

$$M_{O1} = F_a \cdot x_1 = 34\,285 \cdot 0,404 = 13\,851 \text{ Nm}$$



Obr. 16 Průběh prvního intervalu VVU

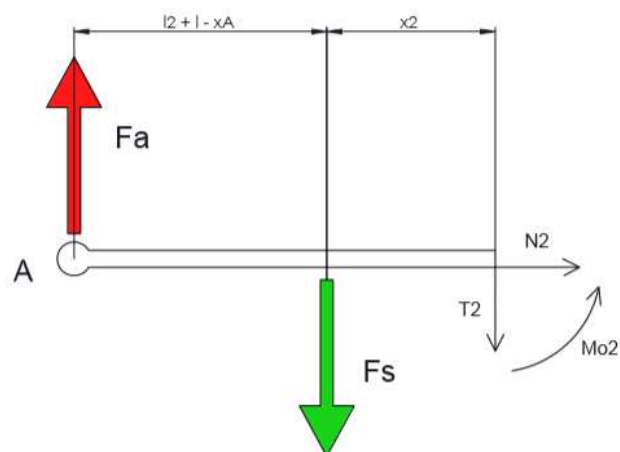
**Druhý interval**

$$x_2 \in (0; l_1) \quad (41)$$

$$T_2 = F_a - F_s = 34\,285 - 30\,470 = 3\,815 \text{ N}$$

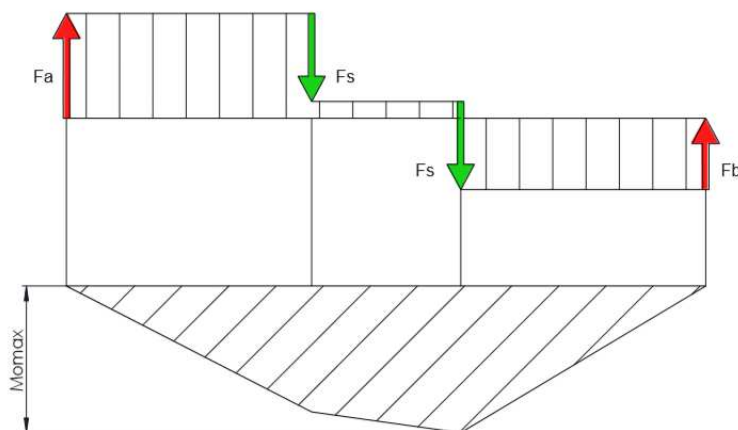
$$M_{O1} = F_a \cdot (l_2 + l - x_A + x_2) - F_s \cdot (x_2)$$

$$= 34\,285 \cdot 0,759 - 30\,470 \cdot 0,355 = 15\,205 \text{ Nm}$$



Obr. 17 Průběh druhého intervalu VVU

### 4.3.1 PRŮBĚH OHYBOVÉHO MOMENTU



Obr. 18 Průběh posouvající síly a momentu

### 4.3.2 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT

Z Obrázku 18 je patrné, že největší ohybový moment se nachází v oblasti přechodu mezi střední hladkou částí bubnu a pravým drážkováním. Hodnota momentu je dle rovnice (41)  $M_{Omax} = 15\,205\text{ Nm}$ .

### 4.3.3 MODUL PRŮŘEZU V OHYBU

Výpočet modulu průřezu v ohybu dle [1], str. 54.

$$W_O = 0,8 \cdot (D_o - s_s)^2 \cdot s_s = 0,8 \cdot (339 - 13,9)^2 \cdot 13,9 = 1\,175\,273\text{ mm}^2 \quad (42)$$

kde:

$D_o$  [mm] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (34)

$s_s$  [mm] skutečná tloušťka stěny bubnu pod lanem, z rovnice (36)

### 4.3.4 OHYBOVÉ NAPĚTÍ V KRITICKÉM PRŮŘEZU

Ohybové napětí by nemělo být větší než 10 – 15 MPa dle [1], str. 54.

$$\sigma_O = \frac{M_{Omax}}{W_O} = \frac{15\,205 \cdot 10^3}{1\,175\,273} = 12,9\text{ MPa} \quad (43)$$

kde:

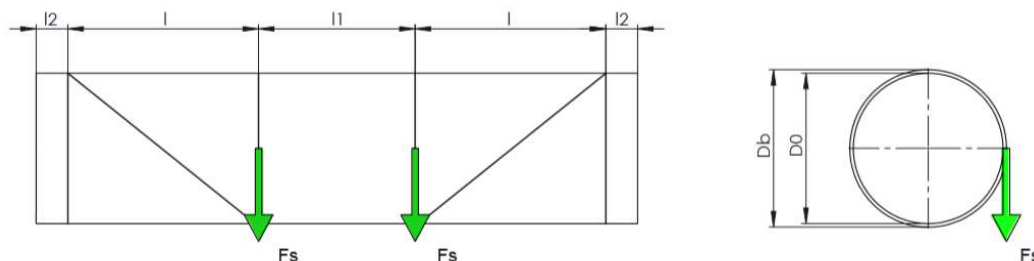
$M_{Omax}$  [Nm] maximální ohybový moment, z kapitoly 4.3.2



$W_O$  [mm<sup>2</sup>] modul průřezu v ohybu, z rovnice (42)

Lanový buben vyhovuje podmínce maximálního ohybového napětí.

#### 4.4 NAMÁHÁNÍ KRUTEM



Obr. 19 Zatížení pláště bubnu krouticím momentem

##### 4.4.1 KROUTICÍ MOMENT

Výpočet krouticího momentu dle [1], str. 54.

$$M_K = 2F_s \frac{D_b}{2} = F_s \cdot D_b = 30\,470 \cdot 0,355 = 10\,817 \text{ Nm} \quad (44)$$

kde:

$F_s$  [N] skutečné zatížení lana, z rovnice (37)

$D_b$  [mm] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

##### 4.4.2 MODUL PRŮŘEZU V KRUTU

Modul průřezu v krutu se vypočítá dle [1], str. 54, rovnice 3.14

$$W_K = 2W_O = 1,6 \cdot (D_O - s_s)^2 \cdot s_s = 1,6 \cdot (339 - 13,9)^2 \cdot 13,9 = 2\,350\,546 \text{ mm}^2 \quad (45)$$

kde:

$D_O$  [mm] průměr bubnu pod lanem, z rovnice (34)

$s_s$  [mm] skutečná tloušťka stěny bubnu pod lanem, z rovnice (36)

##### 4.4.3 SMYKOVÉ NAPĚTÍ

Smykové napětí by nemělo být větší než 2 – 5 MPa dle [1], str. 54.

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{10\,817 \cdot 10^3}{2\,350\,546} = 4,6 \text{ MPa} \quad (46)$$

kde:

$M_K$  [Nm] krouticí moment, z rovnice (44)

$W_K$  [mm<sup>2</sup>] modul průřezu v krutu, z rovnice (45)

Lanový buben vyhovuje podmínce maximálního smykového napětí.

#### 4.5 NAMÁHÁNÍ VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem. Buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu. Tlakové napětí se vypočítá dle [1], str. 54.

$$\sigma_{tl} = \frac{F_s}{s_s \cdot t} = \frac{30\,470}{13,9 \cdot 18} = 121,8 \text{ MPa} \quad (47)$$

kde:

$F_s$  [N] skutečné zatížení lana, z rovnice (37)

$s_s$  [mm] skutečná tloušťka stěny bubnu pod lanem, z rovnice (36)

$t$  [mm] stoupání závitů, z Tabulky 7

#### 4.6 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Redukované napětí se stanoví podle hypotézy H-M-H. Bude-li zatížení působit svisle dolů, bude nejnepriznivěji namáháno dolní krajní vlákno lanového bubnu, ve kterém dojde k superpozici tahového napětí od ohybu s napětím tlakovým od sevření bubnu lanem, tudíž součinitel  $\sigma_o \cdot \sigma_{tl}$  bude kladný. Dle [1], str. 54.

Redukované napětí musí být menší, nebo nejvýše rovné napětí dovolenému, které může být až 160 MPa. Dle [7], str. 100.

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_o + \sigma_{tl}^2 + \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} \quad (48)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{12,9 + 121,8^2 + 12,9 \cdot 121,8 + 3 \cdot 4,6^2} = 128,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DOV} \quad 128,4 \text{ MPa} \leq 160 \text{ MPa}$$

kde:

$\sigma_o$  [MPa] ohybové napětí v kritickém průřezu, z rovnice (43)

$\sigma_{II}$  [MPa]      napětí od vnějšího přetlaku, z rovnice (47)

$\tau$  [MPa]      smykové napětí, z rovnice (46)

Vypočtené redukované napětí splňuje podmínku dovoleného napětí.

#### 4.7 BEZPEČNOST LANOVÉHO BUBNU K MEZNÍMU STAVU PRUŽNOSTI

$$K_b = \frac{R_{eH}}{\sigma_{RED}} = \frac{345}{128,4} = 2,69 \quad (49)$$

kde:

$R_e$  [MPa]      mez kluzu, z Tabulky 8

$\sigma_{RED}$  [MPa]      redukované napětí, z rovnice (48)

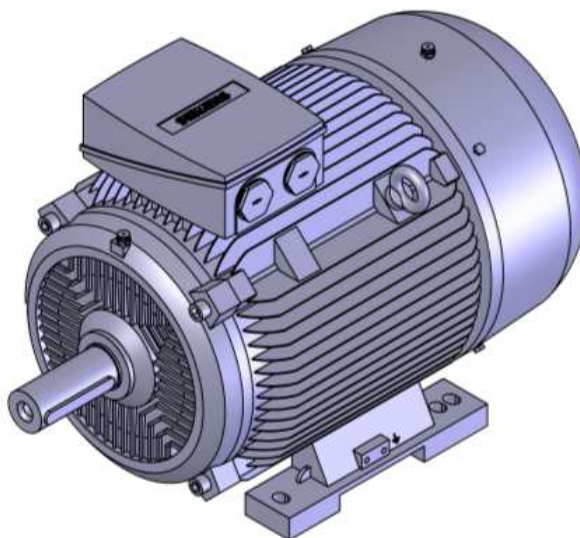
Bezpečnost lanového bubnu vůči meznímu stavu pružnosti je  $K_b = 2,69$ , tudíž dostačující.

## 5 NÁVRH POHONU ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

### 5.1 NÁVRH ELEKTROMOTORU

Základní mechanismy zdvihacích a manipulačních strojů jsou mechanismy zdvihu, pojezdu, otáčení, a sklápění. Platí pro ně několik společných zásad. Vždy je u nich rozběh, běh a doběh. Při rozběhu a doběhu musíme uvažovat setrvačné síly, které je nutno překonat. U zdvihacích strojů s menšími rychlostmi zdvihu do 1 m/s se většinou nemusí při výpočtu určovat setrvačné síly. Dle [1], str. 69.

Elektromotor zdvihacího ústrojí bývá obvykle trojfázový asynchronní motor s kroužkovou kotvou. Zatěžovatel pro jeřábové asynchronní motory s kroužkovou kotvou volím dle specifikace v zadání na  $\varepsilon = 25\%$ . Dle [1], str. 76.



Obr. 20 Motor SIEMENS [19]

#### 5.1.1 MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHACÍHO ÚSTROJÍ

Celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí je dána součinitelem dílcích účinností dle [1], str. 76.

$$\eta_c = \eta_k \cdot \eta_b \cdot \eta_p = 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,96 = 0,912 \quad (50)$$

kde:

$\eta_k$	[-]	účinnost kladkostroje, z rovnice (3)
$\eta_b$	[-]	účinnost lanového bubnu dle [1], str. 76, $\eta_b = 0,96$
$\eta_p$	[-]	účinnost převodovky SIEMENS dle [20], $\eta_p = 0,96$



**5.1.4 VÝPOČET OTÁČEK LANOVÉHO BUBNU**

Výpočet otáček lanového bubnu dle [1], str. 75.

$$n_b = \frac{i_k \cdot v_z}{\pi \cdot D_b} = \frac{2 \cdot 10,2}{3,14 \cdot 0,355} = 18,3 \text{ ot/min} \quad (52)$$

kde:

$i_k$  [-] převod kladkostroje, z rovnice (1)

$v_z$  [m/min] zdvihová rychlost, zadáno

$D_b$  [m] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

**5.1.5 PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM**

Výpočet převodu mezi elektromotorem a lanovým bubnem dle [1], str. 76.

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} = \frac{982}{18,3} = 53,7 \quad (53)$$

kde:

$n_m$  [ot/min] otáčky motoru, z kapitoly 5.1.3

$n_b$  [ot/min] otáčky bubnu, z rovnice (52)

**5.1.6 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE**

Výpočet statického momentu břemene a celkového převodu dle [7], str. 129.

$$i_c = i_k \cdot i_p = 2 \cdot 53,7 = 107,4 \quad (54)$$

$$M_{st} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_c} = \frac{12\,300 \cdot 9,81 \cdot 0,355}{2 \cdot 107,4 \cdot 0,912} = 215,6 \text{ Nm} \quad (55)$$

kde:

$i_k$  [-] převod kladkostroje, z rovnice (1)

$i_p$  [-] teoretický převod mezi motorem a lanovým bubnem, z rovnice (53)

$Q_c$  [kg] celkové zatížení zvedacího systému, z rovnice (6)

$D_b$  [m] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

$\eta_c$  [-] celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí, z rovnice (50)

**5.1.7 MOMENT SETRVAČNOSTI POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT**

Výpočet momentu setrvačnosti posouvajících hmot a zrychlení dle [7], str. 129.

$$t_a = \frac{v_z}{a} = \frac{0,17}{0,25} = 0,68 \text{ s} \quad (56)$$

$$M_{zP} = M_{st} \cdot \frac{v_z}{t_a \cdot g} = 215,6 \cdot \frac{0,17}{0,68 \cdot 9,81} = 5,5 \text{ Nm} \quad (57)$$

kde:

$v_z$	[m/s]	zdvihová rychlost, zadáno
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení, které nemá přesahovat $a = 0,2 - 0,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ dle [7], str. 129, voleno $a = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$
$M_{st}$	[Nm]	statický moment břemene, z rovnice (55)
$t_a$	[s]	minimální doba rozběhu, z rovnice (56)

**5.1.8 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT**

Výpočet momentu setrvačnosti rotujících hmot dle [7], str. 129.

$$M_{zR} = \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_a} = 1,2 \cdot 0,67 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,37}{0,68} = 121,6 \text{ Nm} \quad (58)$$

kde:

$\alpha$	[-]	součinitel zahrnující vlivy dalších rotujících částí, dle [7], str. 129, $\alpha = 1,2$ pro jeden brzdový kotouč
$I$	[kg·m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru, z katalogu [19], $I = 0,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
$n_m$	[ot/s]	otáčky motoru, z kapitoly 5.1.3
$t_a$	[s]	minimální doba rozběhu, z rovnice (56)

**5.1.9 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU**

Kontrola, zda rozběhový moment motoru je dostatečně velký, aby mohl překonat statický moment břemene a setrvačné momenty a urychlit tak pohyblivé hmoty systému na požadovanou rychlost. Dle [7], str. 129.

$$M_r = M_{st} + M_{zP} + M_{zR} = 215,6 + 5,5 + 121,6 = 342,7 \text{ Nm} \quad (59)$$

$$M_r < M_{kmax} \quad 342,7 \text{ Nm} < 759 \text{ Nm} \quad (60)$$

kde:

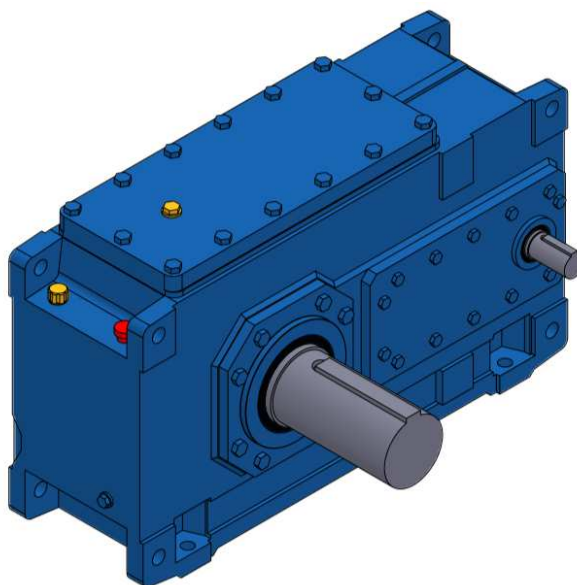
$M_{st}$	[Nm]	statický moment břemene, z rovnice (55)
$M_{zP}$	[Nm]	moment setrvačnosti posouvajících se hmot, z rovnice (57)
$M_{zR}$	[Nm]	moment setrvačnosti rotujících hmot, z rovnice (58)
$M_r$	[Nm]	potřebný rozběhový moment, z rovnice (59)
$M_{kmax}$	[Nm]	maximální rozběhový moment, z kapitoly 5.1.3

Zvolený motor vyhovuje podmínce rozběhového momentu.

## 5.2 NÁVRH PŘEVODOVKY

Převodovky slouží u jeřábových koček jako propojovací část mezi hnacím motorem a bubnem. Převodovky jsou využity podle způsobu uložení motoru a jsou buď čelní, kuželové nebo šnekové. Převodovky používané u mostových jeřábů mají nejčastěji vstupní hřídel rychloběžný a výstupní pomaluběžný. Jedná se tedy o převody do pomala. Podle konstrukce se dělí na převodovky s horizontální dělicí rovinou a vertikální dělicí rovinou. Pro pohon navíjecího bubnu se používají převážně převodovky s horizontální dělicí rovinou. Dle [20].

Převodová skříň bude vybrána z typizované řady převodovek na základě vypočteného převodu a přenášeného výkonu, který má přenést. Skutečná zdvihací rychlost se může lišit o  $\pm 6\%$ . [1], str. 76



Obr. 22 Převodovka FLENDER [21]



### 5.2.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Dle zvolené koncepce zdvihacího ústrojí v kapitole 2 bude použita čelní, paralelní, převodová skříň s horizontální dělicí rovinou od firmy FLENDER, která je sesterskou společností firmy SIEMENS. Tento výrobce doporučuje postupovat při výběru převodové skříňe dle katalogových listů, a to kontrolou jmenovitého výkonu a maximálního točivého momentu motoru.

### 5.2.2 JMENOVITÝ VÝKON PŘEVODOVKY

Stanovení jmenovitého výkonu převodovky dle katalogu výrobce [22], str. 8.

$$P_{2N} \geq P_2 \cdot f_1 \cdot f_2 = 23 \cdot 1,1 \cdot 1 = 25,3 \text{ kW} \quad (61)$$

kde:

$P_2$	[kW]	požadovaný výkon hnaného stroje, z rovnice (51)
$f_1$	[-]	servisní faktor pro hnaný stroj, [22], str. 14, ze zadání pro jeřáb s klasifikací zdvihacího mechanismu lehký = 1,1
$f_2$	[-]	servisní faktor pro hnací stroj, [22], str. 14, pro pohon elektrickým motorem je koeficient = 1,0

Dle katalogu FLENDER odpovídá vyšší hodnotě pro daný převod, potřebný výkon a radiální zatížení převodovka H3SH 07 s  $P_{2Np} = 40 \text{ kW}$  [22].

### 5.2.3 KONTROLA PRO ROZBĚHOVÝ MOMENT

Kontrolní výpočet jmenovitého výkonu převodovky vzhledem k rozběhovému momentu, dle katalogu výrobce [22], str. 18.

$$P_{2N} \geq \frac{T_A \cdot n_m}{9550} \cdot f_3 = \frac{342,7 \cdot 982}{9550} \cdot 1,1 = 38,8 \text{ kW} \quad (62)$$

$$P_{2Np} \geq P_{2N} \quad 40 \text{ kW} \geq 38,8 \text{ kW} \quad (63)$$

kde:

$T_A$	[Nm]	maximální rozběhový moment, z rovnice (59) $T_A = M_r = 342,7 \text{ Nm}$
$n_m$	[ot/min]	otáčky motoru, z kapitoly 5.1.3
$f_3$	[-]	servisní faktor točivého momentu, [22], str. 14 z klasifikace mechanismu, pro počet pracovních cyklů za hodinu (31-100) = 1,1

$P_{2Np}$  [kW] maximální přenášený výkon zvolené převodovky, z kapitoly 5.2.2

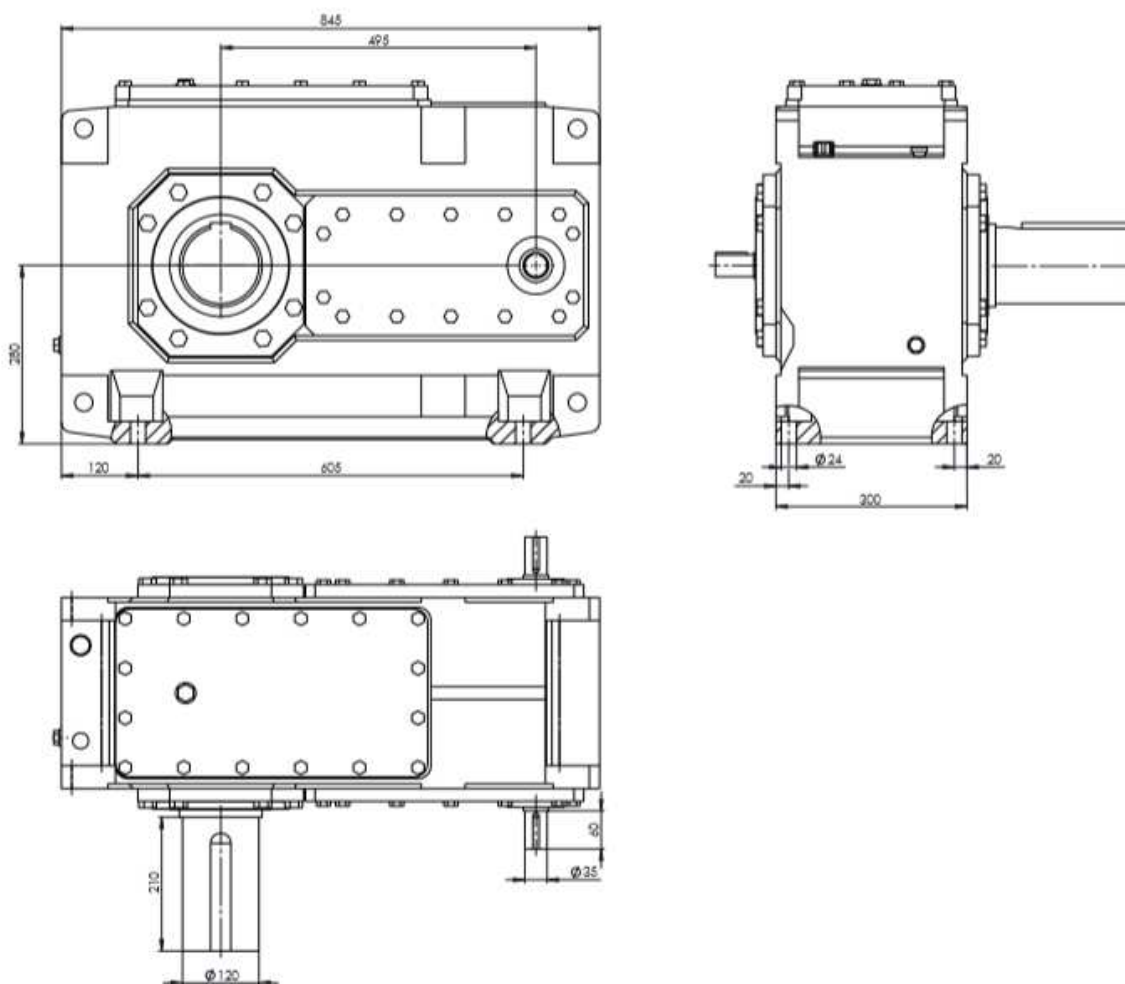
Zvolená převodovka splňuje podmínky udané výrobcem.

### 5.2.4 PARAMETRY PŘEVODOVKY

Dle provedených kontrolních výpočtů je zvolena převodovka FLENDER H3SH 07 s těmito parametry [22].

Tab. 10 Parametry převodovky [22]

Jmenovitý převodový poměr [-]	Skutečný převodový poměr $i_{ps}$ [-]	Vstupní otáčky [ot/min]	Přenášený výkon [kW]	Maximální radiální zatížení [kN]
56	54,5	982	40	40



Obr. 23 Znázornění rozměrů převodovky [21]

### 5.2.5 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Skutečný převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem se určí z upraveného vztahu dle [1], str. 76.

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_{ps}} = \frac{982}{54,5} = 18,02 \text{ ot/min} \quad (64)$$

kde:

$n_m$  [ot/min] otáčky motoru, z kapitoly 5.1.3

$i_{ps}$  [-] převodový poměr, z Tabulky 10

### 5.2.6 SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

Kontrola skutečné zdvihové rychlosti. Ta se může lišit o  $\pm 6\%$  od zadané. Dle [1], str. 76.

$$v_{zs} = \frac{D_b \cdot \pi \cdot n_{bs}}{i_k} = \frac{0,355 \cdot \pi \cdot 18,02}{2} = 10,05 \text{ m/min} \quad (65)$$

$$\Delta v_{zs} = 100 - \frac{v_{zs} \cdot 100}{v_z} = 100 - \frac{10,05 \cdot 100}{10,2} = 100 - 98,5 = 1,5 \% \quad (66)$$

kde:

$D_b$  [m] průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1

$n_{bs}$  [ot/min] skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (64)

$i_k$  [-] převod kladkostroje, z rovnice (1)

$v_{zs}$  [m/min] skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (65)

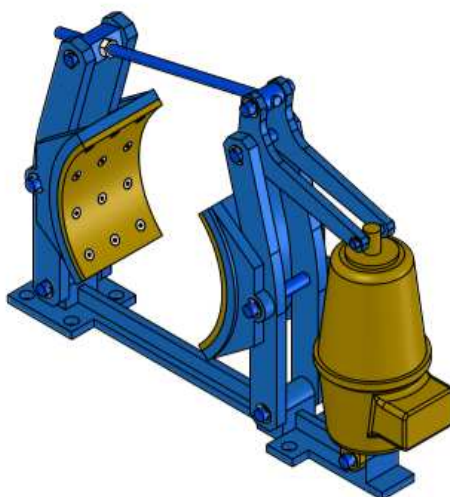
$v_z$  [m/min] zdvihová rychlost, zadáno

Zvolená převodovka splňuje podmínku rychlosti navíjení, která by neměla překročit  $\pm 6\%$  zadané zdvihové rychlosti. V katalogovém listu je dále uvedena podmínka pro maximální rozběhový moment, který by neměl překročit hodnotu  $352 \text{ Nm}$  dle [22], což vyhovuje maximálnímu rozběhovému momentu z rovnice (63),  $Mr = 342,7 \text{ Nm}$ . Tato převodovka je schopna snést radiální zatížení  $F_r = 40 \text{ kN}$ , a nejvyšší dosažená reakce je  $F_a = 34,3 \text{ kN}$ . Převodovka tedy splňuje všechny podmínky.

### 5.3 NÁVRH BRZDY

Brzdy mohou být z funkčního hlediska zdvihacího ústrojí buď spouštěcí, nebo stavicí. U zdvihacích ústrojí se používají převážně stavicí, jejichž účelem je zastavit pohybující se soustavu hmot. Z konstrukčního hlediska mohou být čelistové, pásové nebo kotoučové. Dle [1], str. 57. V tomto případě bude po dohodě s vedoucím bakalářské práce použita brzda čelistová.

Zdvihové brzdy se skládají z pákového mechanismu a páru čelistí, jejichž prostřednictvím je vyvinut brzdný účinek na rotující brzdný buben pružné spojky. V klidovém stavu je brzda zabrzděna, k odbrzdění slouží elektro-hydraulický odbrzděvač. Třecí plochy brzdy jsou opatřeny vhodným třecím materiálem s ohledem na využití brzdy. [23]



Obr. 24 Čelistová brzda KPC [23]

#### 5.3.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE PŘI BRZDĚNÍ

Výpočet statického momentu břemene při brzdění dle [7], str. 130.

$$M_{st'} = \frac{Q_c \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c} \cdot \eta_c = \frac{12\,300 \cdot 9,81 \cdot 0,355}{2 \cdot 107,4} \cdot 0,912 = 181,9 \text{ Nm} \quad (67)$$

kde:

$Q_c$	[kg]	celkové zatížení zvedacího systému, z rovnice (6)
$D_b$	[m]	průměr bubnu, z kapitoly 3.7.1
$i_c$	[-]	celkový převod, z rovnice (54)
$\eta_c$	[-]	celková mechanická účinnost zdvihacího ústrojí, z rovnice (50)

**5.3.2 MOMENT SETRVAČNOSTI POSOUVAJÍCÍCH SE HMOT PŘI BRZDĚNÍ**

Výpočet momentu setrvačnosti posouvajících se hmot při brzdění dle [7], str. 130.

$$M_{zP'} = M_{st'} \cdot \frac{v_z}{t_b \cdot g} = 181,9 \cdot \frac{0,17}{1 \cdot 9,81} = 3,2 \text{ Nm} \quad (68)$$

kde:

$v_z$	[m/s]	zdvihová rychlost, zadáno
$M_{st'}$	[Nm]	statický moment břemene, z rovnice (67)
$t_b$	[s]	doba brzdění, dle [7], str. 130, voleno $t_b = 1 \text{ s}$

**5.3.3 MOMENT SETRVAČNOSTI ROTUJÍCÍCH HMOT PŘI BRZDĚNÍ**

Výpočet momentu setrvačnosti rotujících hmot při brzdění dle [7], str. 130.

$$M_{zR'} = \alpha \cdot I \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_m}{t_b} = 1,2 \cdot 0,67 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 16,37}{1} = 82,7 \text{ Nm} \quad (69)$$

kde:

$\alpha$	[-]	součinitel zahrnující vlivy dalších rotujících částí, dle [7], str. 129, $\alpha = 1,2$ pro jeden brzdový kotouč
$I$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru, z katalogu [19], $I = 0,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
$n_m$	[ot/s]	otáčky motoru, z kapitoly 5.1.3
$t_b$	[s]	doba brzdění, dle [7], str. 130, voleno $t_b = 1 \text{ s}$

**5.3.4 CELKOVÝ BRZDNÝ MOMENT**

Výpočet celkového brzdného momentu dle [7], str. 130.

$$M_b = M_{st'} + M_{zP'} + M_{zR'} = 181,9 + 3,2 + 82,7 = 267,8 \text{ Nm} \quad (70)$$

kde:

$M_{st'}$	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, z rovnice (67)
$M_{zP'}$	[Nm]	moment setrvačnosti posouvajících se hmot při brzdění, z rovnice (68)
$M_{zR'}$	[Nm]	moment setrvačnosti rotujících hmot při brzdění, z rovnice (69)

### 5.3.5 BRZDNÝ MOMENT NAVÝŠENÝ O KOEFICIENT BEZPEČNOSTI

Brzdňý moment se počítá ze statického momentu břemene při brzdění navýšeného o koeficient bezpečnosti dle [7], str. 130

$$M_u = \beta_b \cdot M_{st'} = 1,5 \cdot 181,9 = 272,9 \text{ Nm} \quad (71)$$

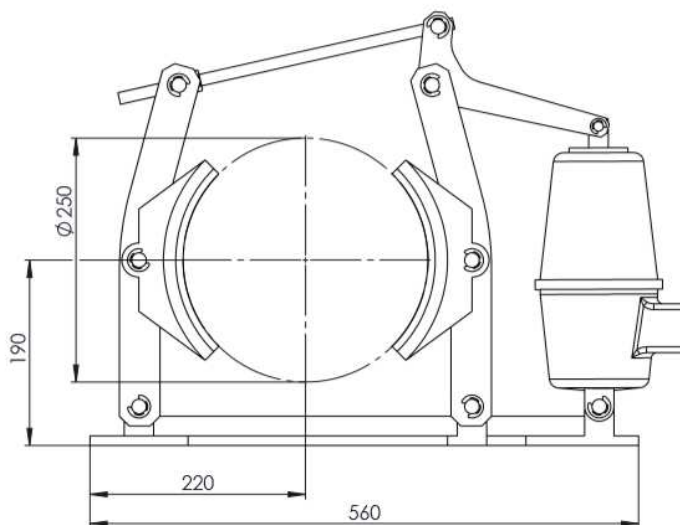
kde:

$\beta_b$  [-] bezpečnost brzdy dle [7], str. 130, pro lehký provoz  $\beta_b = 1,5$

$M_{st'}$  [Nm] statický moment břemene při brzdění, z rovnice (67)

### 5.3.6 VOLBA BRZDY

Na základě koncepce zdvihového ústrojí, provozního prostředí a vypočítaného potřebného brzdňého momentu je zvolena bubnová brzda od výrobce Královo Pole Cranes, s označením KPC D250 - 120, která je schopna vyvinout maximální brzdňý moment 400 Nm. Brzdňý moment bude na zdvihací ústrojí přenesen pomocí pružné spojky, na jejíž vnější část bude přenesen brzdňý moment od čelistí brzdy. [23]



Obr. 25 Znáznornění rozměrů brzdy [23]

### 5.3.7 KONTROLA DOBY BRZDĚNÍ PŘI SPOUŠTĚNÍ A BRZDNÉHO MOMENTU

Výpočet skutečné doby brzdění, která se obvykle uvažuje  $t_b = 1 \text{ s}$  dle [1], str. 79.

$$t_b = \frac{\pi \cdot n'_m \cdot \beta \cdot I}{30 \cdot (M_{bs} - M_{st'})} = \frac{\pi \cdot 1964 \cdot 1,25 \cdot 0,67}{30 \cdot (400 - 181,9)} = 0,79 \text{ s} \quad (72)$$

$$M_{bs} \geq M_u \quad 400 \text{ Nm} \geq 288,3 \text{ Nm} \quad (73)$$

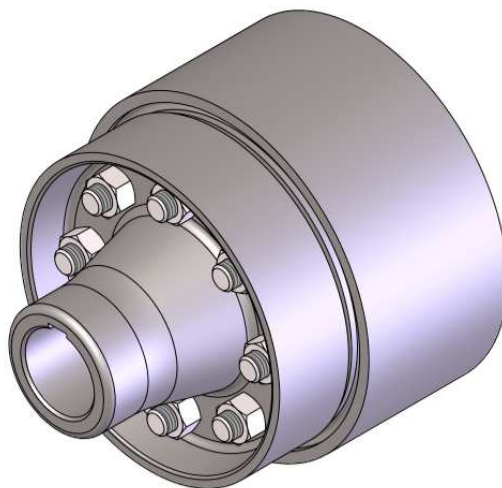
kde:

$n'_m$	[ot/min]	otáčky motoru při generátorovém chodu
$I$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru, z katalogu [19], $I = 0,67 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
$\beta$	[-]	koeficient momentu setrvačnosti $\beta = 1,1 - 1,4$ , dle [1], str. 79, voleno $\beta = 1,25$
$M_{bs}$	[Nm]	brzdný moment zvolené brzdy, z kapitoly 5.3.6
$M_{st}$	[Nm]	statický moment břemene při brzdění, z rovnice (67)
$M_u$	[Nm]	brzdý moment navýšen o koeficient bezpečnosti, z rovnice (71)

Brzda splňuje momentovou podmínku i potřebnou dobu brzdění.

## 5.4 NÁVRH PRUŽNÉ SPOJKY

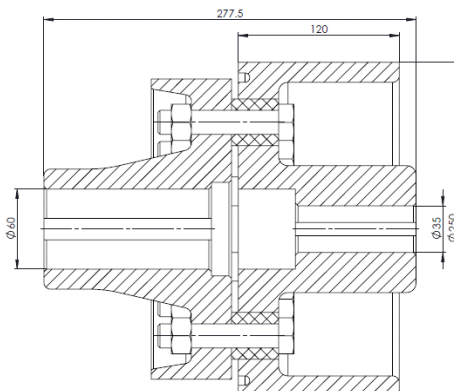
Spojky slouží k přenosu točivého momentu od elektromotoru do převodové skříně, případně k jiným požadovaným mechanismům. Nasazení pružných spojek je vhodné v případech, kdy je potřeba korigovat nesouosost mezi hřídeli zdroje krouticího momentu a převodovkou nebo hnaným mechanismem. Tato korekce se děje prostřednictvím pružných elementů ve spojení obou částí spojky, které v omezené míře také zabraňují přenosu vibrací a rázů dále do mechanismu. Brzdový buben, který je součástí pružné spojky, slouží k zabrzdění mechanismu pomocí mechanické čelistové brzdy. Dle [24].



Obr. 26 Pružná spojka KPC [24]

### 5.4.1 VOLBA PRUŽNÉ SPOJKY

Bude použita pružná spojka od výrobce Královo Pole Cranes. Výrobce sice nemá katalog s konkrétními rozměry zubových spojek, ale po vypočtení motoru, převodovky a brzdy jsem schopen určit konkrétní parametry a rozměry pružné spojky. Tento výrobce je následně schopen vyrobit pružnou spojku dle těchto požadavků. Při konstrukci pružné spojky budu vycházet ze vzorové spojky tohoto výrobce a tou je pružná čepová spojka D400. [25]



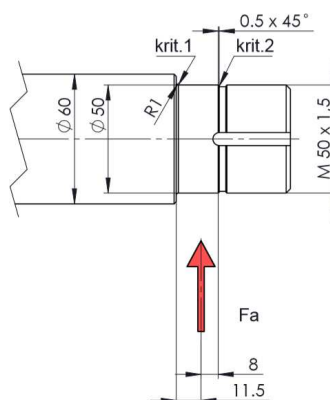
Obr. 27 Znázornění rozměrů spojky [24]

## 5.5 NÁVRH ČEPU LANOVÉHO BUBNU

Buben bude z jedné strany uložen pomocí hřídele, který bude uložen v ložiskovém tělese vyráběného firmou SKF – SYNT 50 LTF [26], toto ložiskové těleso bude opatřeno soudečkovým ložiskem, které umožňuje mírné vyklonění. Čep bude vyroben ze stejného materiálu jako lanový buben, tedy 11 523.

### 5.5.1 VÝPOČET OHYBOVÝCH NAPĚTÍ ČEPU

Výpočet ohybových napětí na čepu, kritické části označeny v Obrázku 28.



Obr. 28 Znázornění kritických míst čepu



$$\sigma_{Okrit1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{F_b \cdot x_1}{\pi \cdot \frac{d_1^3}{32}} = \frac{26\,655 \cdot 11,5}{\pi \cdot \frac{50^3}{32}} = 25 \text{ MPa} \quad (74)$$

$$\sigma_{Okrit2} = \frac{M_{O2}}{W_{O2}} = \frac{F_b \cdot x_2}{\pi \cdot \frac{d_2^3}{32}} = \frac{26\,655 \cdot 8}{\pi \cdot \frac{50^3}{32}} = 17,4 \text{ MPa} \quad (75)$$

kde:

$F_b$  [N] reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku, z rovnice (39)

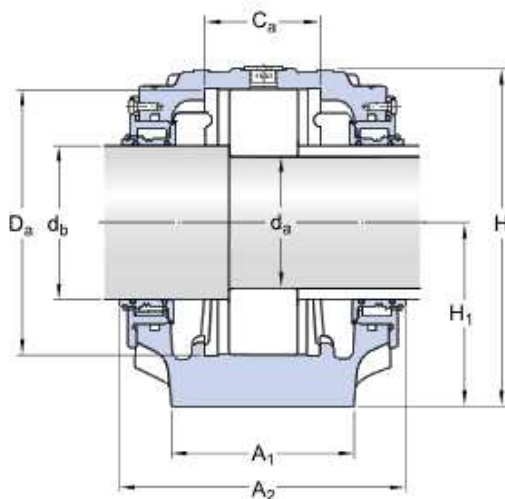
$x_1, x_2$  [mm] ramena působení síly  $F_b$ , z Obrázku 28,  $x_1 = 11,5 \text{ mm}$ ;  $x_2 = 8 \text{ mm}$

$d_1, d_2$  [mm] průměry hřídele, z Obrázku 28,  $d_{1,2} = 50 \text{ mm}$

Navržená hřídel vyhovuje podmínkám ohybových napětí vůči mezi kluzu materiálu, který je pro daný materiál 345 MPa viz kapitola 4.1.

## 5.6 NÁVRH A KONTROLA LOŽISKA

Na základě předchozích výpočtů reakcí sil přenášených na hřídel převodovky a ložiska bylo vybráno ložiskové těleso SYNT 50 LTF osazené ložiskem 22210 E. Ke kontrolnímu výpočtu budou použity katalogové listy firmy SKF. U ložisek se kontroluje statická únosnost, dynamická únosnost a hodinové trvanlivosti ložiska.



Obr. 29 Schéma ložiskového tělesa [27]

Tab. 11 Základní rozměry ložiskového tělesa [27]

$C_a$ [mm]	$d_a$ [mm]	$d_b$ [mm]	$D_a$ [mm]	$A_2$ [mm]
23	50	60	90	90

### 5.6.1 PARAMETRY LOŽISKA 21310 E

V následující tabulce jsou uvedeny základní parametry ložiska, které budou využity k výpočtům ekvivalentního statického a dynamického zatížení.

Tab. 12 Parametry ložiska [28]

Vnitřní průměr [mm]	Šířka [mm]	Statická únosnost [kN]	Dynamická únosnost [kN]
50	23	108	107

### 5.6.2 EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ

Výpočet ekvivalentního statického zatížení dle katalogových listů firmy SKF [27]. V tomto případě je uvažována pouze radiální síla působící na ložisko, která má hodnotu z rovnice (39)  $F_b = F_r = 26\,655\text{ N}$

$$P_0 = F_r + Y_0 \cdot F_a = 26\,655 + 0 = 26\,655\text{ N} \quad (76)$$

$$P_0 < C_0 \quad 26,655\text{ kN} < 108\text{ kN}$$

kde:

$F_r$  [N] reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku, z rovnice (39)

$F_a$  [N] axiální složka síly, neuvažováno

$C_0$  [kN] statická únosnost, z Tabulky 12

Zvolené ložisko vyhovuje podmínce statické únosnosti.

### 5.6.3 EKVIVALENTNÍ DYNAMICKÉ ZATÍŽENÍ

Výpočet ekvivalentního dynamického zatížení dle katalogových listů firmy SKF [27]. V tomto případě je uvažována pouze radiální síla působící na ložisko, která má hodnotu z rovnice (39)  $F_b = F_r = 26\,655\text{ N}$

$$P = F_r + Y_1 \cdot F_a = 26\,655 + 0 = 26\,655\text{ N} \quad (77)$$

$$P < C \quad 26,655\text{ kN} < 107\text{ kN}$$

kde:

$F_r$  [N] reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku, z rovnice (39)

$F_a$  [N] axiální složka síly, neuvažováno

$C$  [kN] dynamická únosnost, z Tabulky 12

Zvolené ložisko vyhovuje podmínce dynamické únosnosti.

#### 5.6.4 VÝPOČET HODINOVÉ TRVANLIVOSTI LOŽISKA

Výpočet hodinové trvanlivosti ložiska podle SKF.

$$L_{nmh} = a_{1s} a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{60 n_{bs}} = 0,25 \cdot 6,9 \cdot \left( \frac{107}{26,65} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 18,02} = 163\,218\,h \quad (78)$$

$$L_{nmh} > T5 \quad 163\,218\,h > 6300\,h$$

kde:

$a_{1s}$	[-]	součinitel spolehlivosti, dle [27], pro vysokou spolehlivost $a_1 = 0,25$
$a_{SKF}$	[-]	součinitel trvanlivosti, dle [27], s vlivem mezního únavového zatížení, vlivu znečištění a podmínek mazání $a_{SKF} = 6,9$
$C$	[kN]	dynamická únosnost, z Tabulky 12
$P$	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska, z rovnice (77)
$n_{bs}$	[ot/s]	skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (64)
$p$	[-]	exponent trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem, dle [29], $p = \frac{10}{3}$
$T5$	[h]	doba využívání, dle zadání a specifikace mechanismu $T5 = 6\,300\,h$

Ložisko vyhovuje minimální hodinové trvanlivosti. Dle určené doby používání ze zadání a kapitoly 3.2.

### 5.7 KONTROLA PERA NA OTLAČENÍ

Spojení výstupního hřídele převodovky s nábojem lanového bubnu bude zajištěno pomocí těsného pera. U pera je potřeba provést kontrolu na otláčení. Aby k takovému otláčení nedošlo, nesmí tlak na plochu pera přesáhnout hodnotu dovoleného tlaku.

Střední dovolený tlak pro pero z materiálu 11600 je dle strojnických tabulek [31] 75 – 115 MPa.

#### 5.7.1 VÝPOČET TLAKU VE SPOJI

$$p = \frac{F}{S} = \frac{\frac{2 \cdot M_k}{d_h}}{t_1 \cdot l_p} = \frac{\frac{2 \cdot 10\,817\,000}{120}}{6,9 \cdot 169} = 154,6\,MPa \quad (79)$$

$$p_d \geq p \quad 75 - 115\,MPa \geq 154,6\,MPa \dots \text{nevyhovuje} \quad (80)$$

Zvolené pero nevyhovuje podmínce dovoleného tlaku. Z toho důvodu budou použita pera dvě.

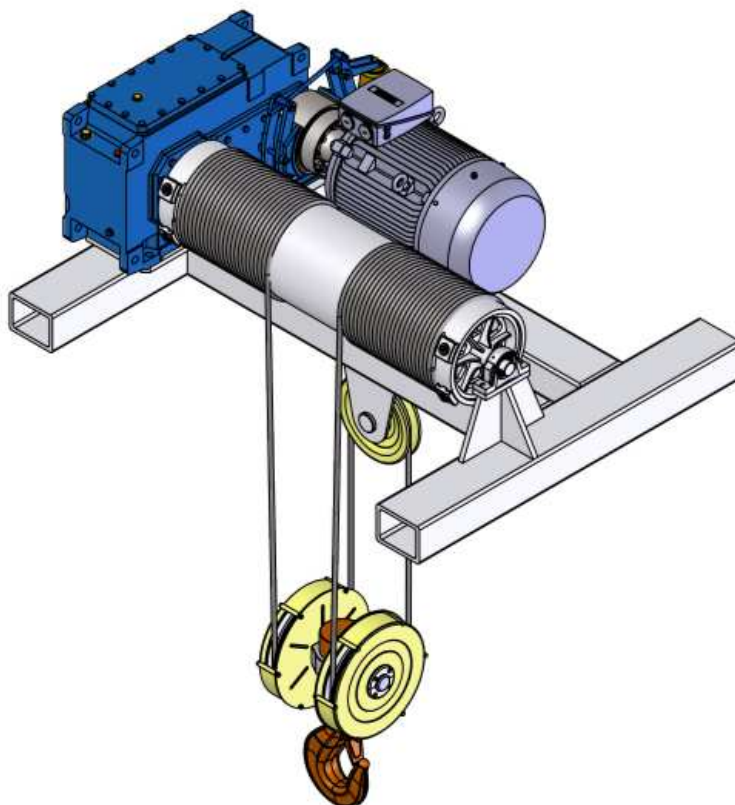
$$p_2 = \frac{p}{2} = \frac{154,6}{2} = 77,3 \text{ MPa} \quad (81)$$

kde:

$M_K$	[Nmm]	krouticí moment, z rovnice (44)
$d_h$	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky, z Obrázku 28
$t_l$	[mm]	hloubka drážky v náboji, dle tabulek [32], str. 117, $t_1 = 6,9 \text{ mm}$
$l_p$	[mm]	délka pera, dle vývodového hřídele převodovky, $l = 169 \text{ mm}$
$p$	[MPa]	tlak ve spoji, z rovnice (79)

## 6 FINÁLNÍ KONCEPCE JEŘÁBOVÉ KOČKY

Na základě předchozích výpočtů a volby koncepce uspořádání jeřábové kočky je na Obrázku 30 vidět výsledné řešení celkového zdvihového mechanismu mostového jeřábu.



*Obr. 30 3D náhled jeřábové kočky*

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout zdvihací mechanismus mostového jeřábu s nosností 12 000 kg. K výběru vhodné koncepce bylo užito obdobných konstrukčních řešení, kterými se zabývají firmy vyrábějící jeřábové kočky. Na základě této rešerše bylo vybráno uspořádání, které má lanový buben umístěné paralelně s motorem. Toto uspořádání se vyznačuje dobrým přístupem ke všem částem systému a poměrně nízkými požadavky na prostorové umístění.

Výpočet jednotlivých komponent byl proveden v souladu s doporučenou literaturou, normami a katalogovými listy výrobců daných komponent. Při výběru jednotlivých komponent byl brán ohled především na vyhovující parametry a jednoduché začlenění těchto komponent do sestavy. U lana byla prokázána statická únosnost a únavové pevnost. U svařované sestavy lanového bubnu byl proveden pevnostní výpočet, který zahrnoval veškeré namáhání tohoto bubnu. Po vypočtení a ověření těchto komponent následoval výpočet zdvihacího ústrojí. Šlo o návrh elektromotoru, který byl zvolen na základě vypočteného výkonu a provedeného kontrolního výpočtu rozběhového momentu. Dále pak návrh převodovky, u které bylo třeba provést kontrolu přenášeného výkonu, maximálního rozběhového momentu motoru a také maximálního dovoleného radiálního zatížení této převodovky a to z důvodu uložení lanového bubnu na výstupním hřídeli převodovky. Následovaly výpočty brzdy a spojky. Tyto komponenty byly zvoleny na základě maximálního rozběhového a brzděného momentu. Výpočtová část byla zakončena výpočtem trvanlivosti ložiska a kontrolním výpočtem pera výstupního hřídele převodovky. Na základě těchto výpočtů se došlo k závěru, že bude potřeba použít dvě pera z důvodu překročení dovoleného tlaku ve spoji.

Po provedení veškerých nezbytných výpočtů bylo navrženo konstrukční řešení celkového mechanismu. Tento návrh obsahuje výkres svařované části lanového bubnu a celkový výkres sestavy jeřábové kočky.

Toto téma by se dalo rozšířit o zabudování jeřábové kočky na konkrétní mostový jeřáb, u kterého by bylo potřeba provést další kontrolní výpočty, návrh elektroinstalace a řízení, pojezdový mechanismus a rám kočky. Pokračovat v této problematice by se dalo diplomovou prací, která je z hlediska obsahového přívětivější a mohly by být zahrnuty veškeré zbývající proměnné.

Věřím, že jsem čtenářům srozumitelnou formou přiblížil problematiku zdvihového mechanismu mostového jeřábu a že tato práce nalezne své uplatnění v technické praxi.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. 1. vydání. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [2] ABUS. *Elektrické kladkostroje* [online]. [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: [http://www.iteco.cz/files/products\\_files/0/01-lanove-kladkostroje\\_2.pdf](http://www.iteco.cz/files/products_files/0/01-lanove-kladkostroje_2.pdf)
- [3] GIGA. *Elektrické lanové kladkostroje řady GHM* [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/elektricke-lanove-kladkostroje-rady-ghm.html>
- [4] GIGA. *Lanové kladkostroje dvoukolejnicové řady GHM* [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z: <http://www.gigasro.cz/lanove-kladkostroje-dvoukolejnicove.html>
- [5] DEMAG. *DMR lanový kladkostroj* [online]. [cit. 2018-11-12]. Dostupné z: <https://www.demagcranes.com/cs/produkty/zdvihaci-zarizeni/lanove-kladkostroje/dmr-lanovy-kladkostroj>
- [6] Stahl. *SH wire rope hoist*. [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z: <https://www2.stahlcranes.com/en/products/wire-rope-hoists/sh-wire-rope-hoist.html>
- [7] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. Vyd.1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-805-5311-876.
- [8] ČSN ISO 4301-5. *Jeřáby a zdvihací zařízení, klasifikace část:5 - Mostové a portálové mostové jeřáby*. První vydání, CRANE SERVIS Praha, 1994, 3s. MDT 621.874/.875.001.33
- [9] ČSN ISO 4301-1. *Jeřáby a zdvihací zařízení, klasifikace část:1 - všeobecně*. Druhé vydání, CRANE SERVIS Praha, 1992, 7s. MDT 621.87-18.
- [10] ELUC. *Kladkostroj*. [online]. [cit. 2019-01-08]. Dostupné z: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1919>
- [11] SPS-KO. *Jeřáby*. [online]. [cit. 2018-11-13]. Dostupné z: [http://www.sps-ko.cz/documents/SPS\\_prazak/14.%20JE%C5%98%C3%81BY.pdf](http://www.sps-ko.cz/documents/SPS_prazak/14.%20JE%C5%98%C3%81BY.pdf)
- [12] ČSN EN 13001-3-2. *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 36 s. ICS 21.220.20; 53.020.20
- [13] ČSN EN 13001-2. *Jeřáby - Návrh všeobecně - Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015, 60 s. ICS 53.020.20
- [14] ČSN EN 12385-4. *Ocelová drátěná lana – Bezpečnost – Část 4: Pramenná lana pro všeobecné zdvihací účely*. Evropský výbor pro normalizaci, 2004, 28s. ICS 77.140.65
- [15] LANA-VAMBERK. *Katalog*. [online]. [cit. 2018-11-22]. Dostupné z: <http://www.lana-vamberk.cz/katalog/standard/sestipramenne-ocelove-lano-a-standard-a-6a-19fc.htm>

- [16] KULKA, Jozef, Martin MANTIČ a michal PUŠKÁR. *Žeriavy mostového typu*. Vyd.1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2017. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-80-553-2908-6.
- [17] HYDROTECHNIK. *Trubky ocelové bezešvé silnostěnné*. [online]. [cit. 2019-01-11]. Dostupné z: <http://www.hydrotechnik.cz/produkty-a-sluzby/ocelove-trubky/sortiment/bezesve-silnostenne/>
- [18] Bolzano. *Přehled vlastností oceli S355JO*. [online]. [cit. 2019-01-15]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10025/MOP-prehled\\_vlastnosti\\_S355JO.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-prehled_vlastnosti_S355JO.pdf)
- [19] SIEMENS. *Mall industry configure*. [online]. [cit. 2019-01-17]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/spice/pcmplus/app/>
- [20] SIEMENS. *Katalog převodovek simogear*. [online]. [cit. 2019-12-27]. Dostupné z: [https://w5.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty\\_a\\_sluzby/IADT/tia\\_na\\_dosah/Documents/2014\\_listopad/Simogear.pdf](https://w5.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/IADT/tia_na_dosah/Documents/2014_listopad/Simogear.pdf)
- [21] FLENDER. *A Siemens company configure*. [online]. [cit. 2019-01-17]. Dostupné z: <https://www.flender.com/en/spice/ATN00201/configureByKmat>
- [22] SIEMENS. *FLENDER gear units*. [online]. [cit. 2019-01-05]. Dostupné z: [https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/Documentsu20Catalogs/MD20.1\\_Zahnradgetriebe\\_Gr\\_3-22.pdf](https://w3app.siemens.com/mcms/infocenter/dokumentencenter/md/Documentsu20Catalogs/MD20.1_Zahnradgetriebe_Gr_3-22.pdf)
- [23] KRÁLOVO POLE CRANES. *Zdvihové brzdy*. [online]. [cit. 2019-01-13]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/cs/produkty/komponenty-zdvihu-jerabu/zdvihove-brzdy.aspx>
- [24] KRÁLOVO POLE CRANES. *Pružné spojky*. [online]. [cit. 2019-01-13]. Dostupné z: <https://www.kpc.cz/cs/produkty/komponenty-zdvihu-jerabu/pruzne-spojky.aspx>
- [25] KRÁLOVO POLE CRANES. *Pružná čepová spojka D400 s brzdovým bubnem*. [online]. [cit. 2019-01-13]. Dostupné z: [https://www.kpc.cz/media/7496/061785\\_Coupling400V75V50.pdf](https://www.kpc.cz/media/7496/061785_Coupling400V75V50.pdf)
- [26] SKF. *Stojaté ložiskové jednotky s ložisky s čárovým stykem, pro metrické hřídele*. [online]. [cit. 2019-01-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/metric/plummer-block/index.html?designation=SYNT%20100%20LTF&unit=metricUnit>
- [27] SKF. *Stojatá ložisková tělesa SNL pro ložiska s válcovou dírou*. [online]. [cit. 2019-01-21]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-6-series/snl-series-cylindrical-seat-with-oil-seals/index.html?designation=SNL%20524-620%20RU%20%2B%20C%202320%20%2B%20KM%2020>
- [28] SKF. *Trvanlivost ložiska*. [online]. [cit. 2019-01-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-rating-life/bearing-rating-life/index.html>



- [29] SKF. *Zatížení soudečkových ložisek*. [online]. [cit. 2019-01-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/loads/index.html>
- [30] SKF. *Spherical roller bearings*. [online]. [cit. 2019-01-19]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22220%20E>
- [31] Konstrukter. *Hodnoty mezi pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel*. [online]. [cit. 2019-01-28]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mezi-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>
- [32] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem*. Vyd. 5. doplněné: Brno, Vysoké učení technické, 2016. ISBN 978-80-7204-838-0

**SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ**

$C$	[kN]	dynamická únosnost
$C_0$	[kN]	statická únosnost
$d$	[mm]	průměr lana
$D/d$	[-]	poměr průměru bubnu a lana
$d_1, d_2$	[mm]	průměry hřídele
$D_b$	[mm]	průměr bubnu
$d_h$	[mm]	průměr výstupního hřídele převodovky
$D_o$	[mm]	průměr bubnu pod lanem
$f_1$	[-]	servisní faktor pro hnaný stroj
$f_2$	[-]	servisní faktor pro hnací stroj
$f_3$	[-]	servisní faktor točivého momentu
$F_a$	[N]	reakční síla ve vazbě A, uložení na hřídeli převodovky
$F_a$	[N]	axiální složka síly
$F_b$	[N]	reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku
$F_r$	[N]	reakční síla ve vazbě B, uložení v ložisku
$F_{Rd,f}$	[N]	návrhová síla únosnosti lana při únavě
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti zvoleného lana
$F_s$	[N]	skutečné zatížení lana
$f_{s2}$	[-]	nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí
$f_{s2}'$	[-]	nerovnoměrné nosné průřezy ve vinutí
$f_{s3}$	[-]	vodorovné síly na břemeno
$f_{s3}'$	[-]	vodorovné síly na břemeno
$F_{Sd,f}$	[N]	návrhová síla v laně pro pravidelné využívání
$F_{Sd,s}$	[N]	zatížení lana
$f_{t1}-f_{t7}$	[-]	součinitele dalších vlivů
$F_u$	[N]	minimální síla při přetržení lana
$G$	[kg]	hmotnost částí zvedacího mechanismu
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení
$H$	[m]	zdvih břemene
$h_{pol}$	[mm]	příbytek materiálu vůči průměru bubnu
$i$	[-]	celkový počet pohybů zdvihu pro lano
$I$	[kg.m <sup>2</sup> ]	moment setrvačnosti motoru
$i_k$	[-]	převod kladkostroje
$i_{max}$	[-]	celkový počet pohybů zdvihání
$i_p$	[-]	teoretický převod mezi motorem a lanovým bubnem
$i_{ps}$	[-]	převodový poměr

$k_r$	[-]	součinitel spektra síly v laně
$L$	[mm]	délka navíjeného lana
$l$	[mm]	délka závitové části bubnu
$l_p$	[mm]	délka pera, dle vývodového hřídele převodovky
$l_l$	[mm]	délka střední hladké části bubnu
$l_2$	[mm]	délka krajní hladké části bubnu
$m$	[-]	počet nosných lan v jedné polovině lanového systému
$M_{bs}$	[Nm]	brzdny moment zvolené brzdy
$M_K$	[Nm]	krouticí moment
$M_{kmax}$	[Nm]	maximální rozběhový moment
$M_{Omax}$	[Nm]	maximální ohybový moment
$M_r$	[Nm]	potřebný rozběhový moment
$M_{st}$	[Nm]	statický moment břemene
$M_{st}'$	[Nm]	statický moment břemene při brzdění
$M_u$	[Nm]	brzdny moment navýšen o koeficient bezpečnosti
$M_{zP}$	[Nm]	moment setrvačnosti posouvajících se hmot
$M_{zP}'$	[Nm]	moment setrvačnosti posouvajících se hmot při brzdění
$M_{zR}$	[Nm]	moment setrvačnosti rotujících hmot
$M_{zR}'$	[Nm]	moment setrvačnosti rotujících hmot při brzdění
$n$	[-]	počet nosných konců lan
$n_b$	[ot/min]	otáčky bubnu
$n_{bs}$	[ot/min]	skutečné otáčky lanového bubnu
$n_m$	[ot/min]	otáčky motoru
$n_m'$	[ot/min]	otáčky motoru při generátorovém chodu
$P$	[kN]	ekvivalentní dynamické zatížení ložiska
$P_0$	[kN]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
$p$	[-]	exponent trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem
$p$	[MPa]	tlak ve spoji
$P_2$	[kW]	požadovaný výkon hnaného stroje
$P_{2Np}$	[kW]	maximální přenášený výkon zvolené převodovky
$Q$	[kg]	maximální povolená hmotnost břemene
$q(z)$	[-]	normalizovaná četnost využívání pracovního rozsahu
$Q_C$	[kg]	celkové zatížení zvedacího systému
$R_{Dd}$	[-]	referenční poměr hodnoty D/d
$R_e$	[MPa]	mez kluzu
$R_r$	[MPa]	třída pevnosti lana
$s$	[mm]	předběžná tloušťka stěny bubnu pod lanem
$s_p$	[mm]	teoretická tloušťka stěny polotovaru bubnu

$s_r$	[-]	parametr historie síly v laně
$s_s$	[mm]	skutečná tloušťka stěny bubnu pod lanem
$s_t$	[mm]	tloušťka stěny polotovaru bubnu
$t_l$	[-]	součinitel typu lana
$t$	[mm]	stoupání závitů
$t_l$	[mm]	hloubka drážky v náboji
$T5$	[h]	doba využívání
$t_a$	[s]	minimální doba rozběhu
$T_A$	[Nm]	maximální rozběhový moment
$t_b$	[s]	doba brzdění
$v_h$	[m/s]	charakteristika zdvihové rychlosti
$v_r$	[-]	relativní celkový počet ohybů
$v_z$	[m/s]	zdvihová rychlost
$v_{zs}$	[m/s]	skutečná zdvihová rychlost
$w$	[-]	příslušný počet ohybů pro pohyb
$W_D$	[-]	počet ohybů v referenčním bodě
$W_i$	[-]	příslušný počet ohybů při zdvihu
$W_K$	[mm <sup>2</sup> ]	modul průřezu v krutu
$W_O$	[mm <sup>2</sup> ]	modul průřezu v ohybu
$W_{tot}$	[-]	celkový počet ohybů za dobu životnosti lana
$x_1, x_2$	[mm]	ramena působení síly
$x_A$	[mm]	předpokládaná vzdálenost uložení bubnu na hřídeli
$x_B$	[mm]	předpokládaná vzdálenost středu ložiska od čela bubnu
$z$	[-]	počet navíjených lan na buben
$z_{1,2}$	[m]	výškové souřadnice
$z_{max}$	[m]	maximální výška
$z_{ref}$	[m]	referenční výška
$a$	[m.s <sup>-2</sup> ]	zrychlení
$a_{1s}$	[-]	součinitel spolehlivosti
$a_{SKF}$	[-]	součinitel trvanlivosti
$\alpha_1$	[-]	součinitel v závislosti na druhu provozu
$\alpha_2$	[-]	součinitel v závislosti na druhu provozu
$\beta$	[-]	koefficient momentu setrvačnosti
$\beta(z)$	[°]	úhel mezi lanem a přímkou působením síly
$\beta_2$	[s/m]	součinitel tuhosti jeřábu
$\beta_b$	[-]	bezpečnost brzdy
$\beta_{max}$	[°]	největší úhel mezi vinutím a směrem působení zatížení

$\gamma_n$	[-]	součinitel rizika
$\gamma_p$	[-]	koefficient využívání
$\gamma_{rb}$	[-]	minimální součinitel únosnosti lana
$\gamma_{rt}$	[-]	minimální součinitel únosnosti lana
$\eta$	[-]	valivé uložení s účinností jedné kladky
$\eta_b$	[-]	účinnost lanové bubnu
$\eta_c$	[-]	mechanická účinnost zdvihacího ústrojí
$\eta_k$	[-]	účinnost kladkostroje
$\eta_p$	[-]	účinnost převodovky SIEMENS
$\sigma_O$	[MPa]	ohybové napětí v kritickém průřezu
$\sigma_{RED}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{tl}$	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
$\tau$	[MPa]	smykové napětí
$\Phi$	[-]	dynamický součinitel
$\Phi'$	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti a gravitace
$\Phi_2$	[-]	dynamický součinitel pro účinky setrvačnosti
$\Phi_{2, min}$	[-]	minimální velikost $\Phi_2$

## SEZNAM PŘÍLOH

Výkresová dokumentace

Číslo výkresu:	Název:
BP-ASM-01/A2	Zdvihový mechanismus
BP-ABM-02/A2	Svařovací podsestava